

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра машин и аппаратов химических и
силикатных производств

ПРОЦЕССЫ И АГРЕГАТЫ ПРОИЗВОДСТВА СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

**Учебно-методическое пособие к курсовому проектированию
для студентов специальности 1-36 07 01 «Машины и аппараты
химических производств и предприятий строительных материа-
лов» специализации 1-36 07 01 02 «Машины и оборудование
предприятий строительных материалов»**

Минск 2014

УДК 691:666.3 (076.5)(075.8)

ББК 38.3 я73

П 84

Рассмотрено и рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом университета

Рецензенты:

доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой процессов и аппаратов химических производств УО «Белорусский государственный технологический университет» *А.Э. Левданский*;
кандидат технических наук, доцент кафедры физикохимии материалов и производственных технологий УО «Белорусский государственный экономический университет» *А.Н. Ковалев*.

Францкевич, В.С.

Ф14 Процессы и агрегаты производства строительных материалов: учеб.-метод. пособие для студентов специальности 1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов» специализации 1-36 07 01 02 «Машины и оборудование предприятий строительных материалов» / В. С. Францкевич. – Минск : БГТУ, 2014. – 73 с.

В учебно-методическом пособии представлены общие указания к выполнению курсового проекта, рекомендации к расчету конвективных сушилок, расчет и подбор вспомогательного оборудования и непосредственно 8 тематик проектов с семью вариантами исходных данных. Тематики курсовых проектов охватывают такие важные процессы, как: сушка, обжиг и тепловлажностная обработка.

УДК 691:666.3 (076.5)(075.8)

ББК 38.3 я73

© УО «Белорусский государственный технологический университет», 2014

© Францкевич В. С., 2014

ВВЕДЕНИЕ

В нашей стране с каждым годом увеличивается объем строительства, который требует резкого роста производства строительных материалов и изделий на их основе. Кроме того, перед промышленностью в данной области стоит задача по улучшению качества выпускаемой продукции и расширению ее ассортимента.

Производство строительных материалов состоит из различных технологических процессов, основными из которых являются механические, гидромеханические, тепловые, массообменные и химические. Для осуществления каждого из них используется большое количество специального оборудования. Следовательно, изучать процессы технологии производства строительных материалов наиболее целесообразно одновременно с изучением оборудования, применяемого для осуществления этих процессов. Таким образом, курс «Процессы и агрегаты производства строительных материалов» является дисциплиной, объединяющей общеинженерные и специальные курсы в единую систему.

Цель изучения курса «Процессы и агрегаты производства строительных материалов» – приобретение студентами знаний по процессам производства строительных материалов, методам их расчета, определению технологических и конструктивных параметров машин и оборудования, применяемых для осуществления этих процессов. Курсовой проект выполняется с целью систематизации, закрепления и расширения теоретических знаний, углубленного изучения одного из вопросов, поставленных в проекте, овладения навыками самостоятельного решения инженерных задач, выполнения технических расчетов и графического оформления проекта. Приступая к курсовому проектированию, студенты должны: изучить достижения науки и техники по выбранной теме; научиться самостоятельно применять полученные в университете теоретические знания при решении практических вопросов; уметь пользоваться специальной и справочной литературой при нахождении требуемых величин и значений, а также других необходимых технических сведений.

В данной работе содержатся методические указания только по расчету и подбору того вспомогательного оборудования, которое применяется в аппаратурно-технологических схемах процесса. Кроме того, приводится тематика курсовых проектов.

1. СТРУКТУРА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект по дисциплине «Процессы и агрегаты производства строительных материалов» состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка включает: титульный лист, задание на проектирование, содержание, реферат, введение, литературный обзор, описание технологической схемы установки, расчет основного аппарата (агрегата), расчет и подбор вспомогательного оборудования, заключение и список использованных литературных источников. При необходимости в пояснительную записку включают список условных обозначений, который помещают после содержания и приложения (например, программу расчета установки на ЭВМ), которые располагают после списка использованной литературы.

Задание на проектирование выдает руководитель проекта. Содержание (оглавление) включает перечень наименований разделов и подразделов, из которых состоит пояснительная записка.

Во введении кратко освещают перспективы развития промышленности строительных материалов, роль технологического процесса и назначение проектируемой установки. Объем введения не должен превышать 2-х страниц.

В литературном обзоре приводят описание:

- теоретических основ разрабатываемого процесса;
- основных технологических схем для его проведения;
- типового оборудования для проектируемой установки.

По заданию преподавателя литературный обзор может быть дополнен патентным обзором по современному аппаратному оформлению процесса.

Описание технологической схемы включает обоснование ее выбора и обоснование выбора основного аппарата и вспомогательного оборудования с кратким описанием их конструкций и принципа действия, а также подробное описание принципа действия разрабатываемой установки.

Описание технологической схемы завершается кратким обоснованием мероприятий по охране окружающей среды, т. е. по предотвращению и обезвреживанию вредных промышленных выбросов.

Расчет основного агрегата производят с учетом его назначения, типа и конструкции. Он включает технологический и конструктивный расчеты по существующим методикам.

Подбор вспомогательного оборудования, обычно стандартизированного и нормализованного, производится на основе ориентировочных расчетов.

В заключении приводят характеристики установки, основного аппарата и вспомогательного оборудования.

Список использованных литературных источников включает перечень литературы, использованной при выполнении курсового проекта. Литературные источники заносятся в список в том порядке, в котором они упоминаются в тексте. По ходу текста должны приводиться ссылки на эти источники.

Оформление пояснительной записки выполняют по требованиям СТП 002-2007.

Графическая часть включает в себя три листа чертежей, выполненных с соблюдением норм и правил ЕСКД для каждого вида чертежей.

Первый лист графической части представляет собой технологическую схему установки (формат А3).

Второй лист представляет собой чертеж общего вида основного аппарата (формат А1).

На половине третьего листа располагают сборочный чертеж одного из узлов основного аппарата (формат А2), а на второй половине вычерчивают детали узла (формат А3 или А4).

2. РАСЧЕТ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

2.1. Выбор топлива и определение теплоты его сгорания

С экономической точки зрения сушку дисперсных материалов в конвективных сушилках наиболее целесообразно производить дымовыми газами. Для расчета такой сушилки необходимо знать температуру и влагосодержание дымовых газов, выходящих из топки. Кроме того, для определения количества топлива, подаваемого в топку, необходимо рассчитать количество и состав образующихся компонентов дымовых газов, количество воздуха, которое необходимо подать в топку. Для выполнения всех этих расчетов, прежде всего, необходимо выбрать вид топлива и определить теплоту его сгорания. В настоящее время в промышленности строительных материалов используются в качестве твердого топлива каменный уголь (реже бурый уголь или торф), в качестве жидкого топлива – мазут и в качестве газообразного – природный газ.

Выбор топлива производится на основании технико-экономических расчетов. Экономически наиболее целесообразным является использование природного газа, если данный район газифицирован и подача газа не лимитируется. Кроме того, тепловые установки, работающие на природном газе, легко автоматизируются, дымовые газы образуются более чистыми, а также значительно повышается культура производства.

Параметры дымовых газов, необходимые для расчета процесса сушки, прежде всего, определяются составом топлива, который для выполнения расчетов горения должен быть задан или может быть взят из справочной литературы. Однако необходимо учитывать, что для газообразных топлив состав дается на сухой газ, для твердых и жидких топлив состав дается на горючую массу. Зная состав горючей массы топлива и принимая по данным технического анализа или по справочнику содержание в топливе влаги и золы, пересчитывают топливо на рабочую массу. Для пересчета сухого газообразного топлива на влажный газ пользуются формулой

$$C^p = C^c \cdot \frac{100 - W^p}{100}, \% \quad (2.1)$$

где C^p – составляющие рабочего топлива, %; C^c – составляющие сухой массы топлива, %; W^p – содержание влаги в топливе, %.

Следует помнить, что в природном газе содержится небольшое количество влаги, примерно $0,5 \div 1,5$ %, т.к. перед транспортировкой на большие расстояния он подвергается тщательной осушке. Для расчетов, как правило, принимают $W^P \approx 1\%$.

Для определения состава рабочего жидкого или твердого топлива используют следующую формулу:

$$C^P = C^T \frac{100(A^P + W^P)}{100}, \quad (2.2)$$

где C^P – отдельная составляющая горючей массы топлива, %; A^P – содержание золы, %.

Содержание влаги в жидком или твердом топливе зависит от степени осушки, а золы – от марки топлива (например, мазута) или месторождения (для углей).

Теплота сгорания топлива (теплотворная способность) – это количество тепла, выделяемое при полном сгорании всех горючих составляющих единицы веса или объема топлива. Как правило, для твердого или жидкого топлива весь расчет процесса горения ведется, на 1 кг, а для газообразного – на 1 м³ топлива. Различают высшую теплотворную способность топлива Q_v и низшую Q_n . Технически стандартной величиной является высшая теплотворная способность топлива, равная теплоте сгорания в калориметрической установке за вычетом теплоты образования и растворения в воде полученных при сжигании топлива окислов серы и азота. В технических расчетах используют низшую теплотворную способность, которая равна Q_v минус теплота испарения водяного пара из физической влаги W^P и пара, образующегося при сжигании водорода

$$Q_n^P = Q_v - 25(9H^P - W^P), \quad (2.3)$$

где множители 25 и 9 – соответственно количество скрытой теплоты парообразования на 1 % сконденсированного в калориметрической установке водяного пара и стехиометрический коэффициент пересчета H^P на воду.

Значение низшей теплотворной способности каждого конкретного топлива можно найти в справочной литературе или рассчитать по его элементарному составу, исходя из тепловых эффектов окислительных реакций, протекающих при горении каждого элемента:

– для твердого и жидкого топлива в кДж/кг (формула Менделеева)

$$Q_H^p = 339 \cdot C^p + 1030 \cdot H^p - 109 \cdot (O^p - S_{гор}^p) - 25 \cdot W^p, \quad (2.4)$$

где C^p , H^p , O^p , S^p – составляющие элементы рабочего топлива, %;
– для природного газа кДж/м³

$$Q_H = 358,2 \cdot CH_4 + 637,5 \cdot C_2H_6 + 912,5 \cdot C_3H_8 + \\ + 1186,5 \cdot C_4H_{10} + 1460,8 \cdot C_5H_{12} \quad (2.5)$$

Приведем ориентировочные значения низшей теплотворной способности основных видов топлива:

природный газ – $Q_H^p = 33,5 \div 36$ МДж/м³

мазут – $Q_H^p = 39 \div 41$ МДж/м³

каменный уголь – $Q_H^p = 23 \div 30$ МДж/м³

бурый уголь – $Q_H^p = 10 \div 18$ МДж/м³.

2.2. Расчет расхода воздуха на горение, объёма продуктов горения и их влагосодержания

Для расчета процессов горения принимают, что воздух содержит кислорода и азота в соотношениях: по объему $O_2 = 21$ % и $N_2 = 79$ %; по весу $O_2 = 23,2$ % и $N_2 = 76,8$ %.

Теоретически необходимый для горения расход сухого воздуха определяется по следующим формулам:

для твердых и жидких топлив

$$L_0 = 0,0889 \cdot C^p + 0,265 \cdot H^p - 0,0333 \cdot (O^p - S^p), \text{ нм}^3/\text{кг} \quad (2.6)$$

для природного газа

$$L_0 = 0,0476(2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 8C_5H_{12}), \text{ нм}^3/\text{см}^3 \quad (2.7)$$

Расход атмосферного воздуха при влагосодержании (кг/кг сухого воздуха) будет равен

$$L'_0 = (1 + 1,6x) \cdot L_0, \text{ нм}^3/\text{нм}^3 (\text{кг}) \quad (2.8)$$

Влагосодержание x можно определить по диаграмме $I-x$, зная относительную влажность воздуха ϕ и температуру.

В производственных условиях с целью сокращения или ликвидации химического или механического недожога топлива воздух на горение подают с избытком. Отношение фактического расхода воздуха к

теоретическому называют коэффициентом избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{L_{\alpha}}{L_0} \quad (2.9)$$

Действительный расход сухого воздуха будет равен

$$L_{\alpha} = \alpha \cdot L_0, \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ (кг)} \quad (2.10)$$

Расход атмосферного воздуха с влажностью x составит

$$L'_{\alpha} = (1 + 1,6x) \cdot L_{\alpha}, \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ (кг)} \quad (2.11)$$

Избыточное количество воздуха, подаваемое в топку, составит

$$L_{\text{изб}} = (\alpha - 1) \cdot L_0, \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ (кг)} \quad (2.12)$$

Значения коэффициента расхода воздуха зависят, прежде всего, от вида сжигаемого топлива, способа сжигания, конструкции устройств для горения и условий эксплуатации этих устройств. В тех случаях, когда в процессе горения происходит достаточно интенсивное смешение топлива с воздухом, требуется небольшой избыток воздуха. Например, для сжигания природного газа и мелкодиспергированного мазута коэффициент избытка воздуха может быть принят $\alpha = 1,05 \div 1,2$; для пылевидного твердого топлива $\alpha = 1,2 \div 1,25$. При слоевом сжигании углей, антрацита и торфа в механических топках $\alpha = 1,3 \div 1,4$. При ручном обслуживании топок коэффициент избытка воздуха будет составлять $\alpha = 1,4 \div 1,8$.

Во многих случаях дымовые газы перед подачей в сушилку с целью понижения их температуры, разбавляют холодным воздухом. В таких случаях процесс горения топлива в топках можно проводить с более высоким коэффициентом избытка воздуха. Если известен расход топлива β (кг/с или нм³/с), то общий расход сухого воздуха, необходимый для сжигания топлива, составит

$$V_{\text{воз}} = \beta \cdot L_{\alpha} \quad (2.13)$$

Действительный общий расход атмосферного воздуха будет равен

$$V_{\text{вл.воз}} = \beta \cdot L'_{\alpha} \quad (2.14)$$

Теоретически при полном сгорании любого топлива образуются продукты горения в виде CO₂, N₂, SO₂, и H₂O (в виде пара) и общий объем дымовых газов составит

$$V_0 = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \quad (2.15)$$

Но так как в реальных условиях горение происходит с избытком воздуха, то в дымовых газах будет содержаться и кислород. Тогда

$$L_\alpha = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2}, \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ (кг)} \quad (2.16)$$

Для определения общего количества дымовых газов, образующихся при сжигании единицы веса или объема топлива, сначала рассчитаем объем отдельных компонентов. При сжигании 1 кг твердого или жидкого топлива получим:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01855 \cdot C^p, \text{ нм}^3/\text{кг}; \quad (2.17)$$

$$V_{\text{SO}_2} = 0,007 \cdot S^p, \text{ нм}^3/\text{кг}; \quad (2.18)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,112 \cdot H^p + 0,014 \cdot W^p + 1,6 \cdot x \cdot L_\alpha, \text{ нм}^3/\text{кг}; \quad (2.19)$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot L_\alpha + 0,008 \cdot N^p, \text{ нм}^3/\text{кг}; \quad (2.20)$$

$$V_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0, \text{ нм}^3/\text{кг}; \quad (2.21)$$

При сжигании 1 нм³ природного газа получим:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 \cdot (\text{CO}_2 + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_6 + 3\text{C}_3\text{H}_8 + 4\text{C}_4\text{H}_{10} + 4\text{C}_5\text{H}_{10}), \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \quad (2.22)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01(2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_6 + 4\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{C}_4\text{H}_{10} + 6\text{C}_5\text{H}_{12} + \text{H}_2\text{O} + 1,6 \cdot x \cdot L_\alpha), \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \quad (2.23)$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot L_\alpha + 0,01 \cdot N_2, \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \quad (2.24)$$

$$V_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0, \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \quad (2.25)$$

Для расчета процесса сушки необходимо знать влагосодержание дымовых газов, образующихся при горении того или иного вида топлива. Определив состав продуктов горения, можно определить их влагосодержание x (кг/кг сух. газа)

$$x = \frac{\rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot V_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_{\text{CO}_2} \cdot V_{\text{CO}_2} + \rho_{\text{N}_2} \cdot V_{\text{N}_2} + \rho_{\text{O}_2} \cdot V_{\text{O}_2}}, \text{ кг/кг сух. воздуха} \quad (2.26)$$

Так как расчет ведется для нормальных условий, то плотность каждого из компонентов дымовых газов является величиной постоянной. Подставляя ее в предыдущую зависимость, получим

$$x = \frac{0,804 \cdot V_{H_2O}}{1,977 \cdot V_{CO_2} + 1,251 \cdot V_{N_2} + 1,429 \cdot V_{O_2}}, \text{ кг/кг сух. воздуха (2.27)}$$

Общее количество продуктов горения при сжигании топлива β (кг/с или $\text{нм}^3/\text{с}$) будет равно

$$V_{\text{д.г.}} = \beta \cdot V_{\alpha}, \text{ нм}^3/\text{с} \quad (2.28)$$

2.3. Расчет температуры горения

Температуру горения топлива разделяют на калориметрическую t_k , теоретическую t_t и практическую (реальную) t_p . Первую из них подсчитывают по теплоте сгорания, отнесенной к рабочей массе топлива, исходя из адиабатических условий горения, когда потери тепла на эндотермические эффекты диссоциации продуктов сгорания и потери тепла камерой сгорания принимают равными нулю. При подсчете теоретической температуры учитывают тепло диссоциации продуктов сгорания, а физические потери тепла в топке не учитывают. При подсчете t_p следует учитывать все факторы реального процесса: избыток воздуха, степень диссоциации продуктов сгорания, эндотермические эффекты минеральной части топлива, а также отвод тепла из камеры сгорания, включающий тепловые потери во внешнюю среду через стенки и прямое излучение тепла через открытые отверстия камеры, а также химический и механический недожог топлива. Если принять на единицу сжигаемого топлива: Q_H^p – теплотворная способность топлива, $Q_{\text{воз}} = c_{\text{воз}} \cdot t_{\text{воз}}$ – физическое тепло, вносимое в топливо с воздухом, $Q_{\text{топ}} = c_t \cdot t_t$ – физическое тепло, вносимое в топку с топливом, $Q_{\text{дис}}$ – теплота диссоциации трехатомных газов продуктов горения и $Q_{\text{пот}}$ – потери тепла в зоне горения, то указанные температуры горения топлива ($^{\circ}\text{C}$) могут быть представлены отношениями

$$t_k = \frac{Q_H^p + Q_{\text{воз}} + Q_{\text{топ}}}{V_0 \cdot c_{0\Gamma}} \quad (2.29)$$

$$t_t = \frac{Q_H^p + Q_{\text{воз}} + Q_{\text{топ}} - Q_{\text{дис}}}{V_0 \cdot c_{0_2}} \quad (2.30)$$

$$t_p = \frac{Q_H^p + Q_{\text{воз}} + Q_{\text{топ}} - Q_{\text{дис}} - Q_{\text{пот}}}{V_\alpha \cdot c_\Gamma} \quad (2.31)$$

где $c_{0\Gamma}$, и c_Γ – средние теплоемкости смеси продуктов сгорания при соответствующих искомым температурах [табл. 1, приложения].

Для расчета сушилок необходимо знать, прежде всего, реальную температуру дымовых газов, т.е. t_p . Для упрощения расчетов по формуле (2.31) применяют пирометрический коэффициент η , значения которого находят опытным путем. Он представляет собой по физическому смыслу тепловой КПД топки и учитывает долю всех тепловых потерь при сжигании топлива ($Q_{\text{дис}} + Q_{\text{пот}}$) возрастающих с ухудшением организации топочного процесса. Значения этого параметра колеблются в пределах $\eta \approx 0,6 \div 0,9$. Таким образом, расчетная формула (2.31) примет вид:

$$t_p = \eta \frac{Q_H^p + Q_{\text{воз}} + Q_{\text{пот}}}{V_\alpha \cdot c_\Gamma} = \eta \frac{Q_H^p + c_{\text{воз}} \cdot t_{\text{воз}} + c_{\text{топ}} \cdot t_{\text{топ}}}{V_\alpha \cdot c_\Gamma} \quad (2.32)$$

Средние значения теплоемкости продуктов сгорания можно подсчитать аддитивным способом по формуле

$$c_\Gamma = \frac{c_{N_2} \cdot x_{N_2} + c_{CO_2} \cdot x_{CO_2} + c_{H_2O} \cdot x_{H_2O} + c_{O_2} \cdot x_{O_2}}{x_{N_2} + x_{CO_2} + x_{H_2O} + x_{O_2}} \quad (2.33)$$

где $x_{N_2} + x_{CO_2} + x_{H_2O} + x_{O_2} = 1$ – объемные доли газовых компонентов в составе продуктов горения.

Теплоемкость газовых компонентов, входящих в формулу (2.33), берут по справочным данным при искомой температуре, которая заранее неизвестна. Следовательно, для определения t_p и c_Γ , необходимо пользоваться методом интерполяции или решать совместно уравнения (2.32) и (2.33). Приближенные значения пирометрического коэффициента процесса горения η для топок сушилок можно принять следующими:

- а) при использовании газообразного топлива – $\eta = 0,75 \div 0,85$;
- б) при использовании мазута – $\eta = 0,75 \div 0,83$;
- в) при использовании пылевидного каменного угля – $\eta = 0,7 \div 0,75$;
- г) при использовании кускового каменного угля – $\eta = 0,66 \div 0,7$.

3. РЕКОМЕНДАЦИИ К РАСЧЕТУ КОНВЕКТИВНЫХ СУШИЛОК

Сушка представляет собой процесс удаления влаги из твердых влажных материалов путем её испарения и отвода образующихся паров. Сушка является наиболее распространённым способом удаления влаги из твёрдых и пастообразных материалов, а также в ряде случаев и из суспензий.

В промышленности строительных материалов сушке подвергают исходные материалы (песок, глину, известняк, мел и т.д.), топливо (уголь), керамические и меловые суспензии (шликер, шлам), а также отформованные керамические изделия.

По способу передачи тепла различают: конвективную, контактную, терморadiационную, высокочастотную и сублимационную сушку.

При конвективном способе сушки тепло для процесса передаётся от газообразного теплоносителя (нагретого воздуха, дымовых газов или их смеси) при непосредственном соприкосновении его с поверхностью высушиваемого материала. Пары влаги уносятся тем же теплоносителем. Механизм процесса конвективной сушки может быть представлен следующим образом. При непосредственном соприкосновении влажного материала с окружающей средой вследствие разности температур поверхности материала и среды происходит испарение влаги. Одновременно осуществляется перенос массы паров влаги в окружающую среду, обусловленный разностью парциальных давлений паров влаги над влажной поверхностью тела и в окружающей среде. В результате испарения влаги с поверхности и отвода образовавшихся паров возникает градиент концентрации влаги в материале, являющийся движущейся силой внутреннего перемещения её из глубинных слоёв к поверхности испарения.

При контактной сушке тепло передаётся материалу от нагретой плоской или цилиндрической поверхности. В большинстве случаев нагрев поверхности производится паром, а в некоторых случаях горячей водой, горячим маслом или высокотемпературными теплоносителями.

При терморadiационном способе сушки передача тепла осуществляется за счёт радиационного излучения, основную часть спектра которого (около 80%) занимают инфракрасные лучи. Через капилляры высушиваемого материала они проникают на глубину до 2 мм, где

после многократного отражения энергия излучения превращается в тепловую и таким образом нагрев происходит в значительной степени изнутри материала.

Скорость сушки в таких сушилках очень высока и может быть в десятки раз выше, чем в конвективных сушилках. Радиационное излучение в этих сушилках может осуществляться лампами инфракрасного излучения, металлическими или керамическими поверхностями, нагретыми до температуры 450–800°C панельными горелками беспламенного горения. Этот способ сушки находит всё большее применение при сушке изделий тонкой керамики.

При высокочастотном способе сушки высушиваемый материал подаётся в поле токов высокой частоты, где под воздействием этого поля полярные молекулы (особенно H_2O), стремясь ориентироваться вдоль направления поля, вынуждены совершать колебательные движения, в результате чего происходит разогрев материала. Нагрев происходит равномерно по всему слою. При этом в средней части материала устанавливается температура более высокая, чем на его поверхности. Под действием температурного градиента влага интенсивно перемещается к поверхности, благодаря чему скорость сушки материала увеличивается в сравнении с конвективной сушкой в несколько раз. Однако этот способ нашёл ограниченное применение в промышленности из-за значительного расхода электроэнергии и высокой стоимости самой установки.

При сублимационном способе сушки влагу удаляют из твёрдых материалов путём возгонки (сублимации), т.е. влагу переводят из твёрдой фазы в паровую, минуя жидкое состояние. Для сушки материала этим способом необходимо создать достаточно большую разность температур между высушиваемым материалом и внешним источником тепла. Такую разность температур создают, высушивая материал в замороженном состоянии при глубоком вакууме. В таких условиях влага испаряется из материала, находящегося в замороженном состоянии. Тепло, необходимое для испарения влаги, передаётся из окружающей среды через стенки сушильной камеры или подводится от специальных подогревателей.

Для расчёта сушилок необходимо знать скорость сушки, которая определяется количеством влаги, испаряемой с единицы поверхности высушиваемого материала за единицу времени.

3.1. Расчет барабанной сушилки

Барабанные конвективные сушилки различных конструкций находят широкое применение в химической промышленности и промышленности строительных материалов для сушки кусковых, кристаллических и зерновых материалов (песок, глина, древесные опилки, фтористый алюминий, сложные и простые удобрения, фосфоритная мука, колчедан и т.д.), как правило, в крупнотоннажных производствах. Такое положение объясняется следующим: процесс протекает экономично благодаря возможности использования высоких температур газов при параллельном движении материала и агента сушки; достигается большая производительность единичного аппарата; сушилки вполне надёжны в эксплуатации. Барабанные сушилки выпускают диаметром до 5 м, длиной до 40 м.

Основной элемент барабанной сушилки – сушильная камера, представляющая собой наклонный вращающийся барабан, на корпус которого надеты два барабана и зубчатый венец. Бандажами барабан опирается на свободно вращающиеся ролики, установленные на рамах опорной и опорно-упорной станции. Два упорных ролика на раме опорно-упорной станции ограничивают осевое смещение барабана. В сушильных барабанах диаметром более 2,5 м на раме опорной станции дополнительно устанавливают упоры (предохранительные) с концевыми выключателями для остановки электродвигателя привода барабана при аварийном скольжении вдоль оси.

Оба конца барабана уплотнены с помощью различных уплотнений (сальниковых, манжетных, секторных, лабиринтных и др.) в зависимости от температуры поверхности корпуса и диаметра барабана. Уплотнения предотвращает большие подсосы воздуха извне, и уменьшают расход энергии на продувку.

Внутри корпуса в зависимости от свойств высушиваемого материала устанавливают различные насадки и другие внутренние устройства, способствующие равномерному распределению материала по сечению барабана и интенсивному перемешиванию его в процессе сушки. Так, при сушке липких материалов на начальном участке барабана подвешивают цепи, с помощью которых разрушаются комки и снимаются «настыли» со стенок.

Основной задачей расчета барабанной сушилки является определение габаритных размеров барабана, т. е. его диаметра и длины. Кроме габаритных размеров сушилки, для расчета вспомогательного

оборудования (топка, горелки, вентиляторы, дымосос, циклон) производится расчет воздуха, подаваемого в топку на горение и на разбавление дымовых газов, расход топлива, количества дымовых газов, поступающих в сушилку и отработанных газов на выходе из сушилки.

Наиболее простой способ определения длины и диаметра барабана основан на использовании опытных данных по напряженности объема барабана по влаге.

Рассчитав количество влаги, которое необходимо удалить в процессе сушки, и разделив на напряженность барабана по влаге, получим объем сушильного барабана

$$V_6 = \frac{W}{A} \quad (3.1)$$

где W – количество влаги, удаляемой из материала, кг/ч; A – напряженность барабана по влаге, кг/м³ч [таблица 2 приложения].

По объему барабана из таблицы 3 приложения выбираем серийно выпускаемый барабан с указанными его диаметром и длиной. Так как этот расчет ориентировочный, то проверяем объем барабана по уравнению теплообмена

$$V_6 = K_6 \frac{Q}{\alpha_v \cdot \Delta t_{cp}} \quad (3.2)$$

где K_6 – коэффициент, учитывающий долю объема барабана, занятого насадкой $K_6 = 1,1 \div 1,2$; Q – количество тепла, которое передается от газов к материалу и расходуется на испарение влаги и нагрев материала; W – количество испаряемой влаги, кг/ч; Δt_{cp} – средняя логарифмическая разность температур между газами и материалом в начале и в конце сушилки; α_v – объемный коэффициент теплоотдачи, Вт/м³град.

Значение α_v зависит, прежде всего, от скорости газа в барабане и с изменением скорости газа от 0,9 до 2,5 м/с возрастает от 70 до 290 Вт/м³град.

Средняя логарифмическая разность температур между газами и материалом для прямоточного движения определяется из следующей зависимости:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{1г} - t_{1м}) - (t_{2г} - t_{2м})}{2,3 \cdot \lg \frac{t_{1г} - t_{1м}}{t_{2г} - t_{2м}}}, \quad (3.3)$$

где $t_{1Г}$, и $t_{2Г}$ – температура дымовых газов на входе и выходе из сушилки; $t_{1М}$, и $t_{2М}$ – температура материала на входе и выходе из сушилки.

Количество тепла, которое передается от газов к материалу и расходуется на испарение влаги и нагрев материала, определяется по формуле

$$Q = (2493 + 1,97 \cdot t_{2Г} - 4,2 \cdot t_{1М}) \cdot 0,278 \cdot W + 0,278 \cdot Q_M \quad (3.4)$$

где Q – расход тепла на нагрев материала, Вт

$$Q_M = G_2 \cdot c_M \cdot (t_{2М} - t_{1М}) \quad (3.5)$$

где $G_2 = G_1 - W$ – количество высушенного материала, выходящего из сушилки; c_M – теплоемкость высушенного материала при конечной влажности U_K , кДж/кг град:

$$c_M = c_c \frac{100 - U_K}{100} + \frac{4,2 \cdot U_K}{100} \quad (3.6)$$

где c_c – теплоемкость абсолютно сухого материала, кДж/кг град. Величина c_c находится из таблицы 4 приложения.

Кроме проведенных расчетов, необходимо рассчитать количество парогазовой смеси, выходящей из барабана, и определить ее скорость, которая, во избежание большого уноса высушиваемого материала с газовым потоком, не должна превышать рекомендуемой (таблица 5 приложения).

3.2. Расчет пневматических сушилок

В пневматических трубах-сушилках осуществляют сушку зернистых материалов с размерами частиц не более 10 мм. Сушка материала осуществляется в трубе, диаметр которой обычно не превышает 1 м, а длина не более 40 м. Влажный материал питателем подается в нижнюю часть трубы, еще ниже подается горячий воздух или дымовые газы. Поскольку теплоноситель подхватывает и уносит с собой вверх влажные частицы материала, то скорость его должна превышать скорость витания самых крупных частиц. В процессе транспортировки происходит интенсивная сушка материала. Далее дымовые газы и высушенный материал поступают в циклон-пылеотделитель, где продукт улавливается, а очищенные в фильтре газы выбрасываются в атмосферу. Благодаря хорошему перемешиванию материала в газовом

потоке и большой поверхности испарения, материал высушивается во время перемещения по трубе в течение 2-3 с.

Задачей расчета пневматической сушилки является определение диаметра и длины трубы, в которой происходит процесс сушки. Кроме габаритных размеров сушилки, производится расчет воздуха, подаваемого на горение и на разбавление дымовых газов, расход топлива, количества дымовых газов, поступающих в сушилку и отработанных газов на выходе из сушилки. Необходимо также рассчитать сопротивление пневмосушилки.

Внутренний диаметр трубы-сушилки определяется из уравнения

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\Gamma}}{\pi \cdot w^2}}, \text{ м} \quad (3.7)$$

где V_{Γ} – расход газа, м³/с; w – скорость газа в трубе, м/с.

Скорость газа в трубе должна обеспечить транспортировку самых крупных частиц высушиваемого материала, а, следовательно, она должна быть несколько выше скорости витания этих частиц. При этом она должна незначительно превышать скорость витания наиболее крупных частиц, чтобы не создавать большого аэродинамического сопротивления. Обычно скорость теплоносителя в трубе принимается на 10 ÷ 20% выше скорости витания крупных частиц материала.

Скорость витания частицы определяется на основании равенства сил, действующих на частицу в потоке газа, а именно, силы тяжести и подъемной силы сопротивления воздушного потока. Если частицы имеют неправильную форму, то при турбулентном режиме движения коэффициент сопротивления принимается равным 0,48 и скорость витания частицы с завышением на 10% будет равна

$$w_{\text{в}} = 5,7 \cdot \sqrt{\frac{d_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{ч}}}{\rho_{\Gamma}}}, \text{ м} \quad (3.8)$$

Так как в процессе движения газа и материала в трубе-сушилке изменяется состав газа и его температура, то, следовательно, изменяется и плотность газа.

В процессе сушки изменяется также плотность материала вследствие удаления из него влаги. Связь плотности влажного материала и сухого определяется следующей зависимостью

$$\rho_{\text{вл}} = \rho_{\text{с}} \frac{100}{100 - U}, \text{ кг/м}^3 \quad (3.9)$$

Если относительная влажность в процессе сушки изменяется от U_H до U_K , то пересчет плотности материала с начальной влажностью ρ_1 на конечную ρ_2 можно произвести по формуле

$$\rho_2 = \rho_1 \frac{100 - U_H}{100 - U_K}, \text{ кг/м}^3 \quad (3.10)$$

Длину трубы сушилки находят через напряжение объема по влаге, которое в $3 \div 6$ раза выше, чем в сушильных барабанах, и составляет $A = 300 \div 400 \text{ кг/м}^3\text{ч}$. Для этого по формуле (3.1) рассчитывается объем трубы-сушилки и далее, зная ее диаметр, определяется её длина. Кроме того, длину трубы-сушилки следует проверить по времени сушки и скорости газа в аппарате. Время сушки определяется по уравнению теплопередачи

$$\tau = \frac{Q}{\alpha \cdot F \cdot \Delta t_{cp}}, \text{ с} \quad (3.11)$$

где Q – количество тепла, которое расходуется на испарение влаги и нагрев материала, Вт; α – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к частицам материала, $\text{Вт/м}^2 \text{ град}$ (величина коэффициента теплоотдачи определяется с помощью графической зависимости, представленной на рисунке. 3.1); F – площадь наружной поверхности частиц материала, м^2 .

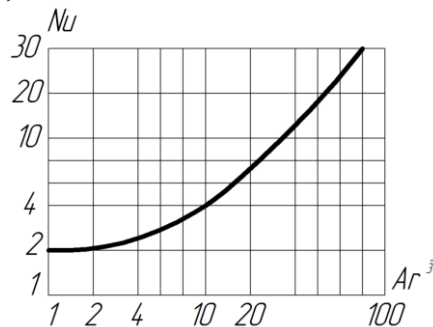


Рис. 3.1. Зависимость критерия Nu от критерия Ar

$$F = \frac{6G}{d_{\text{ч}} \rho_{\text{ч}}} \quad (3.12)$$

где G – производительность сушилки по сухому продукту, кг/с ; $d_{\text{ч}}$ – эквивалентный диаметр частиц материала, м.

Определив время пребывания материала в сушилке, определяем ее длину

$$l_{\text{тр}} = (w_{\text{г}} - w_{\text{ч}}) \cdot \tau, \text{ с} \quad (3.13)$$

где $w_{\text{г}}$ – скорость газа в трубе, м/с; $w_{\text{в}}$ – скорость витания частиц, м/с.

Гидравлическое сопротивление пневматической сушилки рассчитывается по уравнению

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 \quad (3.14)$$

где $\Delta P_1, \Delta P_2, \Delta P_3, \Delta P_4$ – потери давления на трение газового потока о стенки трубы и местные сопротивления, на подъем материала в трубе, на разгон частиц и на трение частиц о стенки трубы соответственно, Па.

Значение ΔP_1 вычисляется по зависимости

$$\Delta P_1 = \left(\lambda \frac{l_{\text{тр}}}{D} + \sum \zeta \right) \frac{\rho_{\text{г}} \cdot w_{\text{г}}^2}{2} \quad (3.15)$$

Потери давления, обусловленные подъемом массы материала в трубе, определяются по уравнению

$$\Delta P_2 = \frac{(\rho_{\text{м}} - \rho_{\text{г}}) \cdot l_{\text{тр}} G g}{\rho_{\text{м}} w_{\text{г}} f} \quad (3.16)$$

где f – площадь поперечного сечения трубы, м.

Потери давления на разгон частиц

$$\Delta P_3 = \frac{G w_{\text{отн}}}{f} \quad (3.17)$$

Относительная скорость частиц $w_{\text{отн}}$ находится по зависимости

$$w_{\text{отн}} = 0,95(w_{\text{г}} - w_{\text{в}}) \quad (3.18)$$

Величиной ΔP_4 для промышленных труб-сушилок, в которых концентрация твердого вещества невелика, можно пренебречь.

3.3 Рекомендации по расчету распылительных сушилок

Распылительные сушилки широко применяют для обезвоживания во взвешенном состоянии под воздействием горячих газов керамических суспензий, распыленных в виде капель. В сравнении с другими аппаратами данного назначения, они отличаются экономией топлива, металла и возможностью получения из капель суспензии хорошо

оформленных мелких зерен сухого материала, близких по размеру.

Тепловой расчет распылительной сушилки аналогичен расчету барабанной или пневматической сушилок. Объем башни рассчитывается по формуле (3.1). Однако напряженность сушилки по испаряемой влаге значительно ниже и составляет $A = 5 \div 20$ кг/м³ч. Величина A , прежде всего, зависит от температуры теплоносителя. Так, при $t = 200^\circ\text{C}$ – 5 кг/м³ч, а при температуре $700 \div 800^\circ\text{C}$ значение A – 20 кг/м³ч.

Высота и диаметр сушилки определяются, прежде всего, высотой и диаметром факела, который создает распыливающее устройство. Для расчета высоты факела и его радиуса предложены следующие эмпирические зависимости:

$$H = 13,5 \frac{p^{0,57}}{\gamma_{\text{ж}}^{1,17}} \cdot d_{\text{ч}}^{1,23} \cdot \mu^{0,3}, \text{ м} \quad (3.19)$$

$$R = 3 \frac{p^{0,234}}{\mu^{1,1}} \cdot \gamma_{\text{ж}}^{0,78} \cdot d_{\text{ч}}^{1,23}, \text{ м} \quad (3.20)$$

где p – давление распыления, $p = 2 \div 30$ кг/см²; $\gamma_{\text{ж}}$ – объемная масса жидкости, $\gamma = 1 \div 1,62$ г/см³; $d_{\text{ч}}$ – размер частиц распыла, $d_{\text{ч}} = 0,1 \div 0,3$ мм; μ – коэффициент расхода, $\mu = 0,3 \div 0,9$.

Пропускная способность форсунки определяется по формуле

$$V = 0,127 \mu d_{\text{с}}^2 \sqrt{\frac{p}{\gamma}}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.21)$$

где $d_{\text{с}}$ – диаметр сопла форсунки, $d_{\text{с}} = 1,5 \div 8$ мм.

Диаметр камеры распылительной сушилки при одной форсунке

$$D_{\text{к}} = 2R, \quad (3.22)$$

а при нескольких форсунках

$$D_{\text{к}} = 2R + \Delta D_1, \quad (3.23)$$

где D_1 – расстояние между наиболее удаленными форсунками.

4. РАСЧЕТ И ПОДБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

4.1. Расчет циклона

Промышленная очистка газов от взвешенных в них твердых частиц является одной из важных технологических задач большинства предприятий промышленности строительных материалов. Из большого количества пылеулавливающего оборудования в промышленности наибольшее распространение получили циклоны как аппараты первой ступени очистки газов, а также электрофильтры и рукавные фильтры, которые, как правило, устанавливаются после циклонов и являются аппаратами тонкой очистки газов. Однако правильно выбранный циклон может также обеспечить высокую степень очистки газов от пыли. Степень очистки газов в циклоне зависит от многих факторов, и прежде всего от дисперсного состава пыли, конструктивных особенностей аппарата (типа циклона), его диаметра, плотности пыли и газового потока. Так как с увеличением диаметра циклона эффективность очистки газов значительно понижается, то применять циклоны с диаметром более 1,2 м не рекомендуется. При больших расходах газа следует устанавливать группу параллельно работающих циклонов. Максимально допустимая запыленность газов на входе в циклон не должна превышать 400 г/м^3 .

Наибольшее распространение в нашей стране получили циклоны конструкции научно-исследовательского института очистки газов (НИИОГАЗ), в частности, циклоны ЦН–15, ЦН–15у и ЦН–24 (цифра при ЦН указывает величину угла (в градусах) наклона входного патрубка). Внутренний диаметр циклона, мм, может быть для ЦН–11, ЦН–15 – 40, 60, 80, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 500, 550, 600, 700, 750, 800; ЦН–15у – 200–800 (с интервалом 50 мм); ЦН–24 – 400–1000 (с интервалом 50 мм). Основные параметры некоторых типов циклонов приведены в табл. 4.1.

Схематично конструкция циклона показана на рис. 4.1. Запыленный газовый поток вводится обычно в верхнюю часть корпуса циклона, представляющего собой чаще всего цилиндр, заканчивающийся в нижней части конусом. Патрубок входа газа в циклон, в основном прямоугольной формы, располагают по касательной к окружности цилиндрической части. Газ выходит из аппарата через круглую выхлопную трубу или отверстие, расположенные по оси циклона.

Таблица 4.1

Основные параметры циклонов (в долях диаметра аппарата)

Параметр	Тип циклона					
	ЦН-11	ЦН-15	ЦН-15у	ЦН-24	СДК-ЦН-33	СК-ЦН-34
Диаметр выхлопной трубы, d_T	0,6	0,6	0,6	0,6	0,334	0,340
Диаметр пылевыпускного отверстия, d_1	0,3-0,4		0,3-0,4		0,334	0,229
Ширина входного патрубка, b	0,2	0,2	0,2	0,2	0,264	0,214
Высота входного патрубка, a	0,48	0,66	0,66	1,11	0,535	0,2-0,3
Высота цилиндрической части, h_1	2,08	2,26	1,51	2,11	0,535	0,515
Высота конической части, h_2	2	2	1,50	1,75	3	2,14
Общая высота циклона, H	4,38	4,56	3,31	4,26	3,8	3,14
Высота установки фланца, h_ϕ	0,28	0,28	0,28	0,28	0,1	0,1
Коэффициент сопротивления, ξ	245	155	165	75	550	1050
Оптимальная скорость на сечение циклона, $\omega_{\text{опт}}$	4,5	3,5	3,5	3,5	2	1,7

После входа в циклон газ движется сверху вниз, вращаясь в корпусе циклона и образуя внешний вращающийся вихрь. Развивающиеся центробежные силы отбрасывают частицы пыли или капли, взвешенные во вращающемся газовом потоке, к стенкам корпуса как цилиндрической, так и конической части циклона. Постепенно, преимущественно в конической части циклона основной газовый поток поворачивается и двигается вверх к выходу, образуя внутренний вращающийся вихрь. Частицы пыли, достигшие стенок циклона, перемещаются вместе с газами вниз, и через пылеотводящий патрубок выносятся из циклона. Движение частиц пыли вниз к пылеотводящему патрубку обусловлено не только влиянием силы тяжести. В первую очередь оно

вызвано тем, что газовый поток у стенок цилиндрической и конической частей корпуса циклона не только вращается, но и движется вдоль оси циклона к вершине его конуса. Поэтому циклон может работать, располагаясь не только вертикально конусом вниз, но и горизонтально, и даже вертикально конусом вверх.

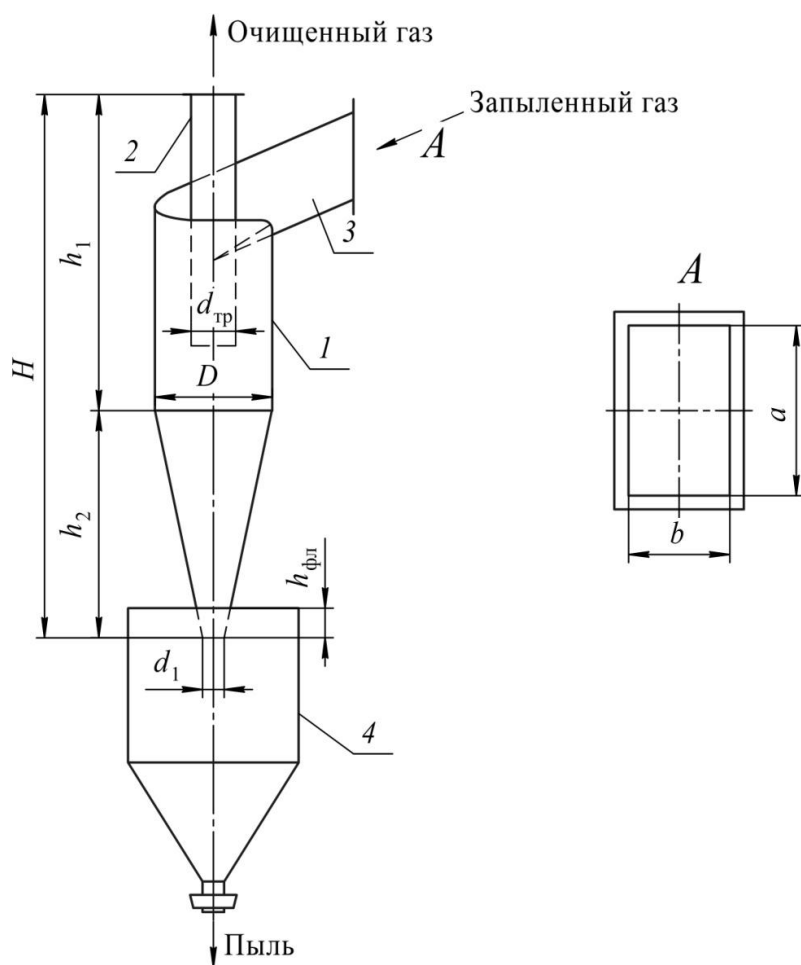


Рис. 4.1. Схема циклона:

1 – корпус; 2 – труба; 3 – входной патрубок; 4 – приемный бункер

При выборе и расчете циклона для очистки конкретного запыленного потока необходимо сравнить характеристики всех типов циклонов и определить оптимальный вариант, отвечающий технологическим условиям очистки. При этом следует учитывать следующие рекомендации.

Содержание твердой фазы (a , г/м³) в пылегазовой смеси в зависимости от слипаемости следует принимать:

– для слабослипающихся частиц (табл. 4.2)

Таблица 4.2

D , мм	800	600	400	200	100	60	40
Допустимое содержание твердой фазы a , г/м ³	400	300	200	150	60	40	20

Примечание. Для частиц средней слипаемости величина a снижается в 2 раза; для сильно слипающихся – в 4 раза.

Отношение сопротивления ΔP , Па, циклона к удельному весу газа ρ_g принимается в пределах $\Delta P/\rho_g \cdot g = 55\text{--}75$ м (где ρ_g – плотность газа, кг/м³), причем для циклонов ЦН–15 принимать значение $\Delta P/\rho_g \cdot g$ меньше 55 м и для циклонов ЦН–11 менее 65 м не рекомендуется вследствие снижения степени очистки. При очистке пыли от крупной фракции пыли, при $\eta > 90\%$ отношение $\Delta P/\rho_g \cdot g$ можно принимать < 55 м при условии, чтобы фиктивная скорость газового потока v (отнесенная к полному поперечному сечению циклона) была выше 2,5 м/с во избежание забивки пылью циклона.

Очистка запыленных потоков циклонами обычно проводится при атмосферном и близком к нему давлениях и температурах до ~ 770 К.

Предварительно выбрать циклон можно по результатам, приведенным в табл. 4.3.

Таблица 4.3

**Приближенные величины коэффициентов извлечения твердой фазы
для различных циклонов**

Циклон	Диаметр циклона, мм	Коэффициент извлечения частиц различных размеров, μ_k			Коэффициент гидравлического сопротивления, ξ
		5 мкм	10 мкм	20 мкм	
ЦН–15	800	50	85	97,5	105
	600	55	87	98,0	
	400	69	89	98,5	
	200	77	93	99,0	
	100	83	95	99,5	
ЦН–15у	800	40	81	97	110
	200	70	91	99	
ЦН–24	1000	30	70	96	60
	500	41	79	67	
ЦН–11	800	65	90	98	180
	100	86	97	99,8	

Основными параметрами технологического расчета циклонов являются степень очистки (коэффициент извлечения) η , %, а также потери давления (энергозатраты) на проведение процесса.

Степень очистки пылегазовой смеси представляет собой отношение количества твердой фазы, извлеченной из циклона, к количеству этой фазы на входе в циклон:

$$\eta = \frac{G_{\text{н}} - G_{\text{к}}}{G_{\text{н}}} \cdot 100 \%, \quad (4.1)$$

где $G_{\text{н}}$, $G_{\text{к}}$ – количество твердой фазы в смеси на входе и выходе из циклона, кг.

Кроме формулы (4.1) используют также формулу фракционной степени очистки $\eta_{\text{ф}}$, %:

$$\eta_{\text{ф}} = \frac{G_{\text{нф}} - G_{\text{кф}}}{G_{\text{нф}}} \cdot 100 \%, \quad (4.2)$$

где $G_{\text{нф}}$, $G_{\text{кф}}$ – количество данной фракции в смеси на входе и выходе из циклона, кг.

При известных $\eta_{\text{ф}}$ для каждой фракции можно рассчитать общую степень очистки:

$$\eta = \frac{\eta_{\text{ф1}} \cdot m_1}{100} + \frac{\eta_{\text{ф2}} \cdot m_2}{100} + \dots + \frac{\eta_{\text{фn}} \cdot m_n}{100}, \quad (4.3)$$

где m_1, m_2, \dots, m_n – процентное содержание (массовая доля) каждой фракции твердой фазы в смеси.

Производительность ($V_{\text{ц}}$, м³/с) циклона определяют по формуле:

$$V_{\text{ц}} = S \cdot v_y, \quad (4.4)$$

где S – площадь сечения циклона, м²; v_y – скорость газового потока, отнесенная полному сечению циклона, м/с. Величина v_y определяется по формуле:

$$\omega_y = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\xi \cdot \rho_r}}, \quad (4.5)$$

где ΔP – потери давления в циклоне, Па; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления. Для циклонов значения ξ представлены в табл. 4.3.

Для расчета циклонов должны быть известны: расход пылегазовой смеси (воздух + твердая фаза) V , м³/с; температура смеси на входе в циклон t , °С; давление, при котором происходит процесс P , Па; фракционный состав твердой фазы в смеси, содержание фракции в смеси (масс. %); плотность твердых частиц ρ_T , кг/м³; допускаемое гидравлическое сопротивление ΔP , Па.

Определив диаметр циклона, округляем его значение до ближайшего стандартного и, используя формулу (4.4), находим рабочую скорость газа (она не должна отличаться от оптимальной более чем на $\pm 15\%$).

Теоретический расчет циклонов весьма сложен, поскольку на процесс влияет множество факторов, как режимных, так и конструктивных.

Ниже приведена методика расчета циклонов НИИОГАЗ. Для расчета основных параметров циклона можно использовать графические зависимости, установленные НИИОГАЗом на основании экспериментальных данных (рис. 4.2–4.6).

Сущность использования графоаналитического способа заключается в следующем:

- 1) определяем средний диаметр частиц пыли каждой фракции;
- 2) по графику (рис. 4.2) по среднему диаметру частиц d , мм определяем степень улавливания пыли $\eta_{фр}$, % для каждой фракции в циклоне ЦН-15 при определенных условиях: $D = 600$ мм; $\rho_T = 1930$ кг/м³; $\frac{\Delta P}{\rho_T \cdot g} = 75$ м; $t = 210^\circ\text{C}$; $\rho_0 = 1,32$ кг/м³ (при нормальных условиях); начальная концентрация пыли 1,7 г/м³;

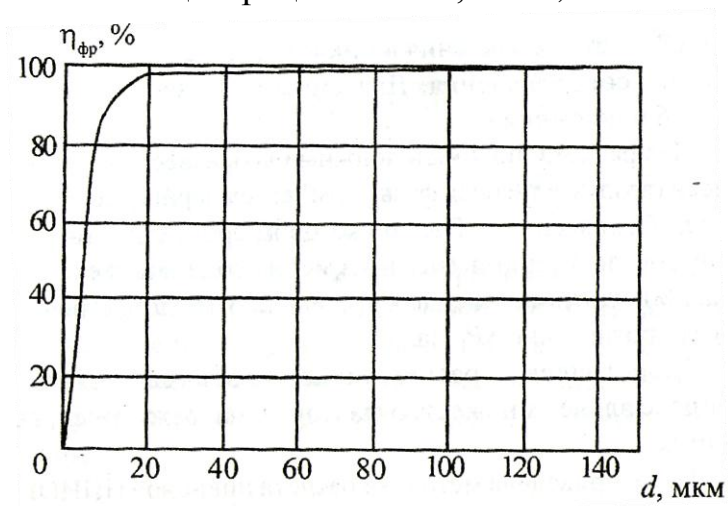


Рис. 4.2 Степень улавливания пыли в циклоне ЦН-15

3) по известному процентному содержанию каждой фракции и найдя из графика (рис. 4.2) степень улавливания в циклоне каждой из них по формуле (4.3) определяем общую эффективность улавливания;

4) согласно графику (рис. 4.3) делаем поправку общей степени очистки газа с учетом типа циклона. *Пример:* для циклона ЦН-15 найдено $\eta = 90\%$ (точка *A*). Чтобы определить значение η для циклона ЦН-24, из точки *A* проводим вертикаль до пересечения с линией ЦН-24. В точке *B* находим $\eta \approx 83\%$;

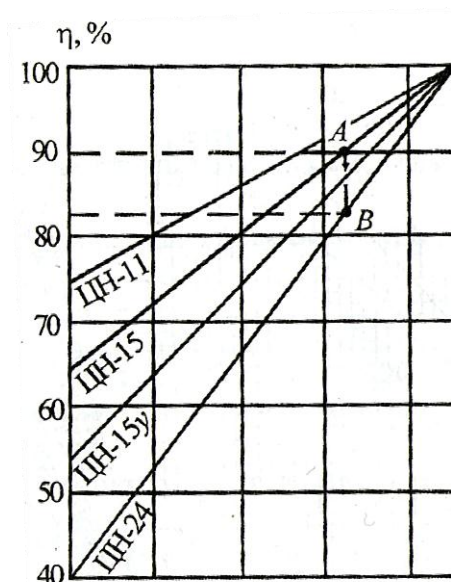


Рис. 4.3. Изменение степени очистки газа η в зависимости от типа циклона

5) согласно графику (рис. 4.4) делаем поправку общей степени очистки газа с учетом диаметра циклона. *Пример:* для циклона с $D = 600$ мм найдено $\eta = 87\%$ (точка *A*). Чтобы определить значение η для $D = 900$ мм, находим на той же кривой точку *B*, ордината которой дает искомое значение $\eta = 85\%$;

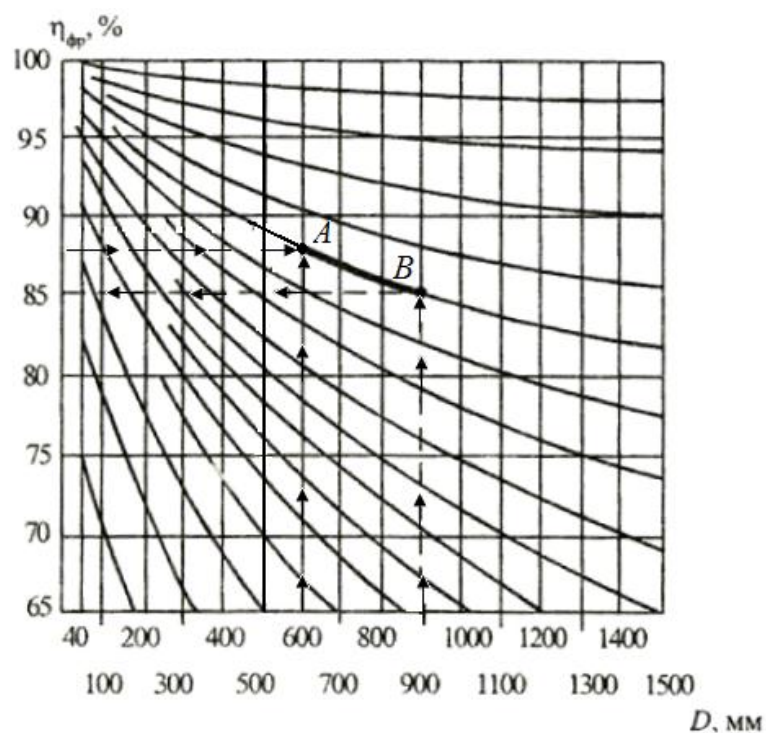


Рис. 4.4. Изменение степени очистки газа η в зависимости от диаметра циклона ЦН

б) согласно графику (рис. 4.5) делаем поправку степени очистки газа с учетом плотности твердой фазы. *Пример:* при $\rho_T = 1930 \text{ кг/м}^3$ найдено $\eta = 64\%$ (точка A). Чтобы определить значение η при $\rho_T = 2700 \text{ кг/м}^3$, находим точку B на пересечении соответствующей кривой с вертикалью $\rho_T = 2700 \text{ кг/м}^3$. Ордината точки B дает искомое значение $\eta = 70\%$.

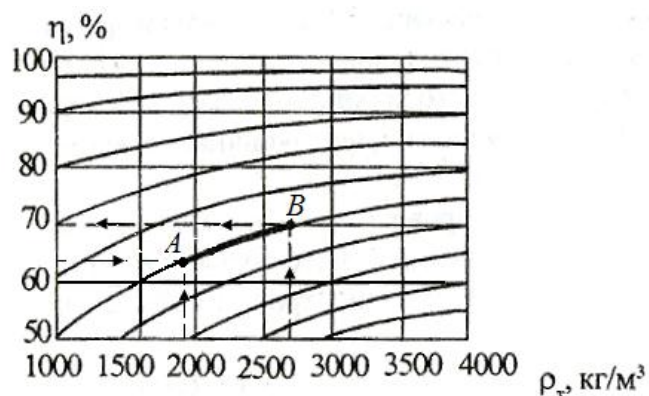


Рис. 4.5. Изменение степени очистки газа η в зависимости от плотности пыли ρ_T для циклонов ЦН

7) согласно графику (рис. 4.6) делаем поправку степени очистки газа на фактор скорости. *Пример:* при $\frac{\Delta P}{\rho_T \cdot g} = 75 \text{ м}$ найдено $\eta = 85\%$ (точка *A*). Чтобы определить значение η при $\frac{\Delta P}{\rho_T \cdot g} = 40 \text{ м}$, находим точку *B* на пересечении соответствующей кривой с вертикалью $\frac{\Delta P}{\rho_T \cdot g} = 40 \text{ м}$. Ордината точки *B* дает искомое значение $\eta = 80\%$;

8) сравниваем полученную степень очистки с требуемой.

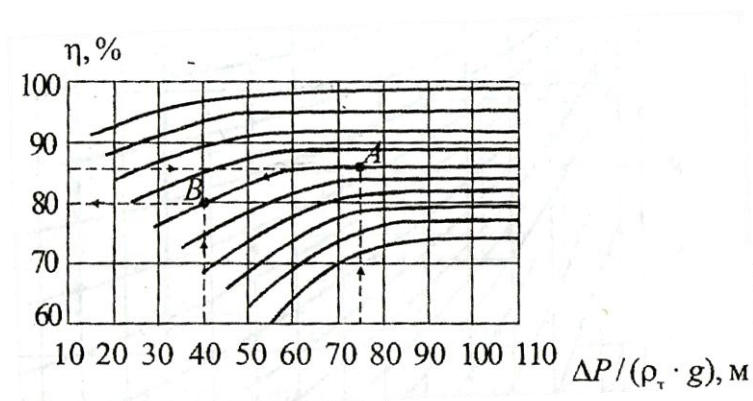


Рис. 4.6. Изменение степени очистки газа η в зависимости от отношения

$$\frac{\Delta P}{\rho_T \cdot g} \text{ для циклонов ЦН}$$

Если требуемая степень очистки газов будет равна или ниже полученной при графоаналитическом расчете, то далее согласно табл. 4.1, приступаем к расчету геометрических размеров циклона. Если расчетная степень очистки газов оказалась ниже требуемой, то следует выбрать другой тип циклона и расчет повторить снова или установить группу параллельно работающих циклонов меньшего диаметра.

4.2. Расчет и выбор электрофильтров

Одним из основных элементов электрофильтра является осадительная камера (рис. 4.7), в которой размещены осадительные электроды, выполненные в виде труб (цилиндрических или шестигранных) или пластин.

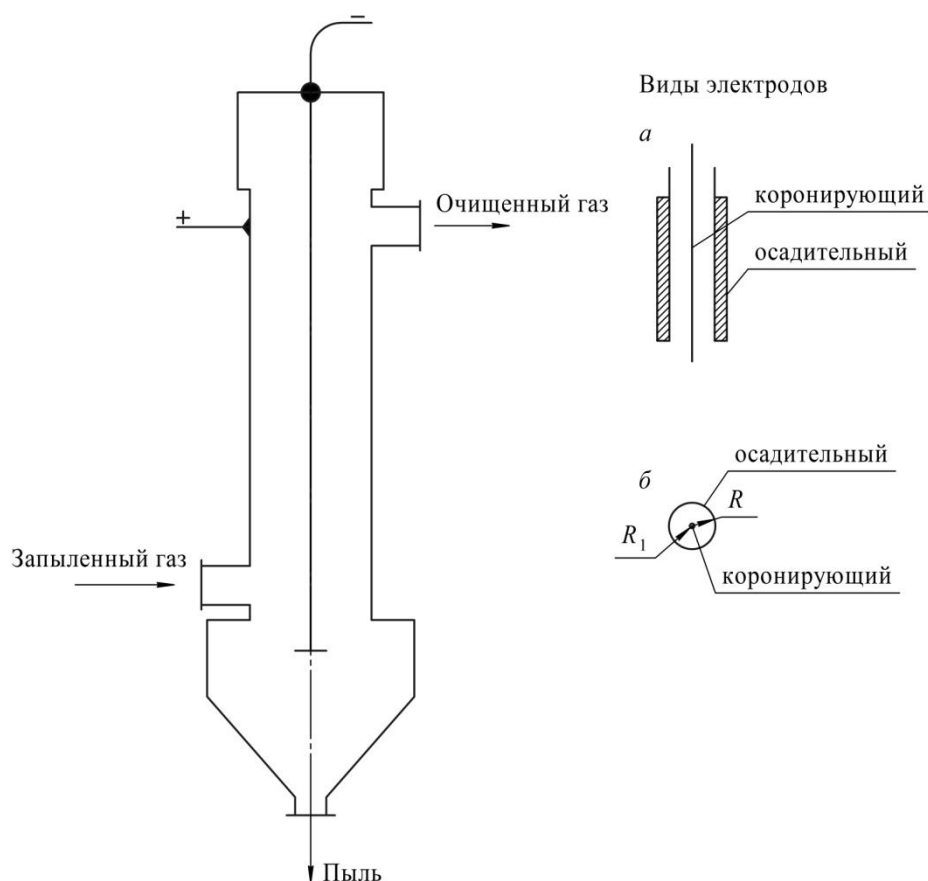


Рис. 4.7. Схема электрофильтра с пластинчатым (а) или трубчатым электродом (б)

По образованным этими электродами каналам снизу вверх или горизонтально движется запыленный газ. Внутри каналов размещены коронирующие электроды, выполненные из нихромовой проволоки диаметром 2–3 мм. При создании между электродами разности потенциалов в 55–70 кВ газ ионизируется и заряженные ионами твердые частицы переносятся к осадительному электроду.

Электрофильтры устанавливаются как аппараты второй ступени очистки, обеспечивающие эффективность улавливания до 99% при начальной запыленности газа до $0,05 \text{ кг/м}^3$, они работают при разряжении в системе от 2 до 5 кПа, создавая гидравлическое сопротивление 150–200 Па. Основные параметры электрофильтров, применяемых в промышленности строительных материалов, приведены в табл. 4.4.

таблица 4.4 отдельным файлом!!!

Подбор электрофилтра производится в соответствии с заданными условиями его работы по площади сечения активной зоны с последующим проверочным расчетом степени очистки.

Площадь сечения активной зоны электрофилтра f , м², рассчитывается по следующей зависимости:

$$f = \frac{K \cdot V_{\Gamma}}{v_{\Gamma}}, \quad (4.6)$$

где V_{Γ} – объемный расход газа при температуре очистки, м³/с; v_{Γ} – скорость газа в электрофилтре, м/с ($v_{\Gamma} = 0,8-2$ м/с); K – коэффициент запаса, учитывающий подсосы атмосферного воздуха ($K = 1,1$).

Степень очистки газов в электрофилтре η , %, вычисляется по формуле

$$\eta = 1 - \exp(-v_{\text{ч}} \cdot a), \quad (4.7)$$

где $v_{\text{ч}}$ – скорость дрейфа заряженных частиц по направлению к осадительному электроду, м/с; a – коэффициент, характеризующий геометрические размеры аппарата и скорость газа в нем:

$$a = \frac{L \cdot \Pi}{f_{\text{з}} \cdot v_{\text{ч}}}, \quad (4.8)$$

где L – длина электрода, м; Π – активный периметр осадительного электрода, м; $f_{\text{з}}$ – площадь сечения активной зоны, ограниченной стенками осадительного электрода, м² (для пластинчатых электродов $\Pi/f_{\text{з}} = 7,7$).

Реальная скорость дрейфа заряженных частиц зависит как от их размера, так и от напряженности поля. Ориентировочно скорость дрейфа для частиц различных диаметров можно принять по табл. 4.5.

Таблица 4.5

$d_{\text{ч}}$, мкм	0,2	0,5	1	5	10
$v_{\text{ч}}$, м/с	0,012	0,013	0,015	0,075	0,15

Так как скорость дрейфа, а следовательно, и степень очистки зависят от диаметра частиц пыли, общую степень очистки электрофилтра следует рассчитывать по фракционным их значениям в соответствии с формулой (4.3).

4.3. Расчет и выбор рукавных фильтров

Рукавные фильтры, как и электрофильтры, используются в качестве второй ступени при комплексной очистке газов. Они представляют собой вертикально расположенные секции рукавов, помещенные в стальной герметичный корпус прямоугольного или круглого сечения (рис. 4.8). Отношение длины рукавов к диаметру составляет 16–20 мм, а диаметр рукавов колеблется в пределах 125–300 мм.

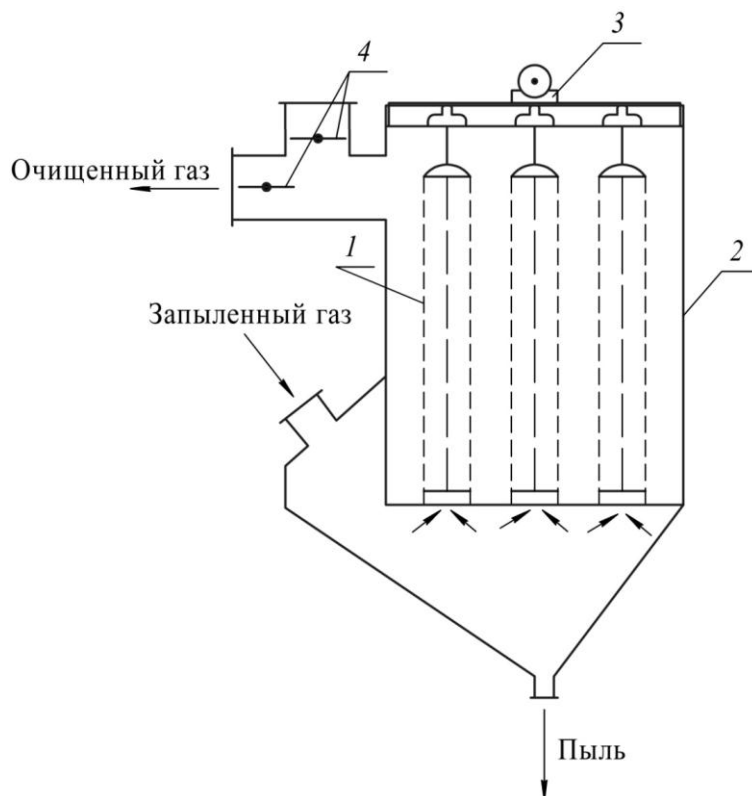


Рис. 4.8. Схема устройства рукавного фильтра:

1 – рукав; 2 – корпус; 3 – встряхивающий механизм;
4 – клапан для очищенного газа и продувочного воздуха

При прохождении запыленного газа через фильтровальную ткань твердые частицы постепенно осаждаются в порах между волокнами, соединяются друг с другом, образуя пористую перегородку, обеспечивающую совместно с тканью хорошую степень очистки газов. При образовании слоя пыли определенной толщины, когда резко увеличивается сопротивление фильтра (до 500–2000 Па), производят удаление пыли встряхиванием или обратной продувкой рукавов.

Рукавные фильтры работают в диапазоне температур, верхний предел которых определяется температуростойкостью материала, а нижний – точкой росы очищаемого газа. Степень очистки газа в рукавных фильтрах определяется экспериментальным методом.

Основные параметры наиболее распространенных рукавных фильтров приведены в табл. 4.6 (индексация фильтров: Ф – фильтр; Р – рукавный; О – обратная продувка; К – каркасный; И – с импульсной продувкой; римские цифры – количество секций; цифры после тире – поверхность фильтрации).

Таблица 4.6

Основные параметры рукавных фильтров

Марка фильтра	Общая поверхность фильтрации, м ²	Число секций, шт	Общее число рукавов, шт	Диаметр рукава, мм	Длина рукава, м
ФРКИ-30	30	1	36	135	2
ФРКИ-60	60	2	72	135	2
ФРКИ-180	180	4	714	135	3
ФРУ II-15	15	2	28	130	1,5
ФРУ II-20	20	2	28	130	2
ФРУ II-25	25	2	2	130	2,5
ФРО-1250-1	1266	6	252	200	8
ФРО-2500-1	2530	12	504	200	8
ФРО-6000-2	3150	12	648	300	10
ФРО-2000-3	20 520	10	2160	300	10

Общая поверхность фильтровальных рукавов F , м²:

$$F = z \cdot \pi \cdot d \cdot l \quad (4.9)$$

где z – общее число рукавов в аппарате; l и d – длина и диаметр рукавов, м.

Так как во время работы фильтра с обратной продувкой часть его рукавов z_p отключается на регенерацию, рабочая поверхность рукавного фильтра F_p , м², будет равна:

$$F_p = \frac{F(z - z_p)}{z} \quad (4.10)$$

Для односекционных фильтров можно принять:

$$z_p = z(0,15 \div 0,2). \quad (4.11)$$

Расчетная рабочая поверхность фильтрации F_{ϕ} , м²:

$$F_{\phi} = \frac{V_{\Gamma} + V_{\text{пр}} + V_{\text{п.в.}}}{v_{\Gamma}}, \quad (4.12)$$

где V_{Γ} – расход запыленного газа, поступающего в аппарат, м³/с; $V_{\text{пр}}$ – расход продувочного воздуха, м³/с ($V_{\text{пр}} = (0,1 \div 0,2) \cdot V_{\Gamma}$); $V_{\text{п.в.}}$ – расход подсасываемого воздуха, м³/с; v_{Γ} – допустимая удельная скорость газа, отнесенная к 1 м² поверхности фильтра, м³/м²·с ($v_{\Gamma} = (0,8 \div 1,0) \cdot 10^{-2}$).

Расход подсасываемого воздуха зависит от температуры запыленного газа, поступающего в фильтр. Если запыленный газ подходит к фильтру с высокой температурой t_{Γ} , которую необходимо снизить за счет разбавления холодным воздухом до температуры $t_{\text{см}}$, ниже допустимой $t_{\text{д}}$ для данной ткани, то количество холодного воздуха $V_{\text{в}}$, м³/с, можно рассчитать по формуле:

$$V_{\text{в}} = V_{\Gamma} \frac{\rho_{\Gamma}(t_{\Gamma} - t_{\text{см}})}{\rho_0(t_{\text{см}} - t_{\text{в}})}. \quad (4.13)$$

4.4. Выбор тягодутьевых машин

Определяющими параметрами для подбора тягодутьевых машин (вентиляторов, дымососов, газодувок) являются объемный расход газов и гидравлическое сопротивление технологической линии, по которой эти газы перемещаются. Технологическая линия, как правило, состоит из трубопроводов и аппаратов. При выборе типа, марки и исполнения тягодутьевых машин следует учитывать температуру газа и наличие в нем механических примесей. Расход газа в технологической линии обычно определяют из расчета материального и теплового балансов установки в целом или отдельного аппарата либо берут из задания на проектирование. Объемный расход газа определяют при его температуре и давлении на входе во всасывающий патрубок вентилятора.

Гидравлическое сопротивление технологической линии ΔP , Па, в общем случае определяется как сумма сопротивлений аппаратов $\Delta P_{\text{ап}}$ и трубопроводов $\Delta P_{\text{тр}}$ данной линии

$$\Delta P = \Delta P_{\text{ап}} + \Delta P_{\text{тр}}. \quad (4.14)$$

Гидравлическое сопротивление аппаратов зависит от их конструкции, назначения, расхода газа. Расчет его величины производится

по индивидуальным методикам либо определяется по справочным данным.

Гидравлическое сопротивление трубопровода $\Delta P_{\text{тр}}$, Па, в общем случае складывается из потерь давления на трение $\Delta P_{\text{т}}$, на местные сопротивления $\Delta P_{\text{м}}$, создание скоростного напора $\Delta P_{\text{ск}}$, преодоление разности статических давлений между конечной и начальной точками трубопроводов $\Delta P_{\text{ст}}$:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \Delta P_{\text{т}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{ск}} + \Delta P_{\text{ст}} \quad (4.15)$$

Полное давление, создаваемое вентилятором, должно быть на 5–10% больше сопротивления технологической линии при заданном расходе среды. При наличии в технологической линии разветвлений, в которые газ подается или из которых отсасывается одним вентилятором, за расчетное значение сопротивления принимают потери давления в технологической линии той ветви, которая имеет наибольшее сопротивление из всех ветвей разветвления. Если плотность транспортируемого газа на входе во всасывающий патрубок вентилятора отличается от стандартного значения плотности воздуха для испытаний вентиляторов ($\rho_{\text{в}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$), то полное давление вентилятора $P_{\text{в}}$, Па при этом определяют по следующей зависимости:

$$P_{\text{в}} = P_{\text{в.с}} \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}}, \quad (4.16)$$

где $P_{\text{в.с}}$ – полный напор вентилятора по справочным данным, Па.

При подборе вентиляторов следует учитывать, что в условиях работы на данную технологическую линию КПД (η) должен составлять не менее 90% от максимального значения при заданном числе оборотов.

Мощность электродвигателя привода вентилятора (дымососа), $N_{\text{всн}}$, кВт, определяется по формуле

$$N_{\text{всн}} = \frac{V_{\text{г}} \cdot P_{\text{в.с}}}{3600 \cdot 102 \cdot g \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}}}, \quad (4.17)$$

где $\eta_{\text{г}}$ и $\eta_{\text{м}}$ – КПД вентилятора (гидравлический и механический).

Характеристику и тип вентилятора выбирают по каталогам и справочникам.

4.5. Расчет рекуперативного теплообменника

При обжиге изделий строительной керамики, керамзита, цементного клинкера, получении силикатных расплавов дымовые газы, покидая рабочее пространство печи, уносят значительное количество теплоты, которая тем больше, чем выше температура газов и чем ниже коэффициент использования теплоты в печи. Утилизация теплоты отходящих газов позволяет достичь значительной экономии топлива, что является одним из путей снижения себестоимости выпускаемой продукции.

Теплообменные аппараты по способу передачи теплоты делятся на рекуперативные, регенеративные и контактные.

В рекуперативных аппаратах, наиболее распространенных в химической промышленности и промышленности строительных материалов, теплоносители проходят по различным объемам, разделенным твердой (обычно металлической) стенкой, через которую происходит теплообмен. Такие теплообменники в зависимости от конструктивного исполнения бывают трубчатые, пластинчатые, спиральные, теплообменники с рубашкой, с оребренной поверхностью и др.

В промышленности наибольшее применение получили *кожухотрубные* теплообменники благодаря простоте конструкции и надежности в работе.

Кожухотрубчатый теплообменник жесткой конструкции (рис. 4.9), состоит из корпуса (или кожуха) 1 и приваренных к нему трубных решеток 2 с пучком труб 3. Выступающие из корпуса части решеток являются одновременно фланцами 5, к которым на прокладках и болтах 6 крепятся днища 4. Теплообменники крепятся на лапах 7. Кожухотрубчатые теплообменники располагаются вертикально или горизонтально.

В кожухотрубчатом теплообменнике один теплоноситель (I) движется внутри труб в трубном пространстве, а второй (II) – в межтрубном, омывая пучок труб снаружи. При этом нагреваемую среду направляют снизу вверх (в вертикальных аппаратах), а среду, отдающую теплоту, – в противоположном направлении.

Для увеличения скорости протекания в трубном и межтрубном пространствах устанавливают перегородки, уменьшая сечение потока жидкости. Вследствие меньшей площади сечения скорость жидкости в многоходовом теплообменнике возрастает (по отношению к скорости в одноходовом теплообменнике) в число раз, равное числу ходов.

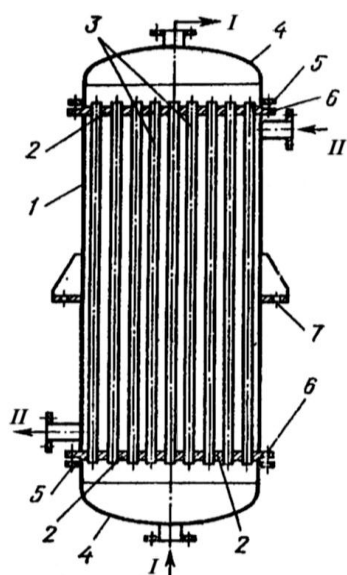


Рис. 4.9. Кожухотрубчатый теплообменник:

1 – корпус; 2 – трубные решетки; 3 – трубы; 4 – днища; 5 – фланцы; 6 – болты; 7 – лапы; I, II – движение теплоносителей

При большой разности температур за счет неодинаковых температурных удлинений в местах заделки труб в решетках и сварочных швах соединения кожухов к фланцам возникают значительные напряжения, которые могут превысить предел прочности материала. Для предотвращения разрушения аппарата применяются конструкции, в которых пучок труб перемещается относительно кожуха, компенсируя температурные удлинения (с линзовым компенсатором; с плавающей головкой; с U-образными трубами). Такие конструкции применяются при разности температур пучка труб и кожуха, превышающей 40–50°C.

Теплотехнический расчет рекуператоров заключается в определении поверхности нагрева и определении температуры отходящих газов на выходе из теплообменника.

Поверхность теплообмена в рекуперативном теплообменнике при стационарном теплообмене определяется из основного уравнения теплопередачи:

$$Q = KF\Delta t_{\text{ср}}, \quad (4.18)$$

где Q – тепловой поток, Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C); F – поверхность теплопередачи, м²; $\Delta t_{\text{ср}}$ – средняя разность температур горячего и холодного теплоносителей, °C.

Тепловой поток для рекуперативного теплообменника, использующего в качестве теплоносителей дымовые газы и атмосферный воздух, находится из уравнения теплового баланса:

$$Q = \psi \left[V_{0\text{д.г}} \cdot \rho_{0\text{д.г}} (C'_{\text{д.г}} \cdot t'_{\text{д.г}} - C''_{\text{д.г}} \cdot t''_{\text{д.г}}) \right] = V_{0\text{в}} \cdot \rho_{0\text{в}} (C''_{\text{в}} \cdot t''_{\text{в}} - C'_{\text{в}} \cdot t'_{\text{в}}), \quad (4.19)$$

где ψ – коэффициент, учитывающий потери тепла от дымовых газов в окружающую среду ($\psi \approx 0,9$); $V_{0\text{д.г}}$, $V_{0\text{в}}$ – соответственно расход дымовых газов и воздуха при нормальных условиях, м³/с; $\rho_{0\text{д.г}}$, $\rho_{0\text{в}}$ – соответственно плотность дымовых газов и воздуха, кг/м³; $C'_{\text{д.г}}$, $C''_{\text{д.г}}$ –

соответственно теплоемкость дымовых газов на входе и на выходе из теплообменника, Дж/(кг·°C); $t'_{д.г}$, $t''_{д.г}$ – соответственно температура дымовых газов на входе и на выходе из теплообменника, °C; $C'_в$, $C''_в$ – соответственно теплоемкость воздуха на выходе и на входе в теплообменник, Дж/(кг·°C); $t'_в$, $t''_в$ – соответственно температура воздуха на выходе и на входе в теплообменник, °C.

При известных значениях коэффициентов теплоотдачи горячего и холодного теплоносителей α_a и α_o , Вт/(м²·°C), соответственно, разделенных плоской теплопередающей стенкой толщиной $\delta_{\text{н}}$, м, при стационарном теплообмене коэффициент теплопередачи рассчитывают по уравнению:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + r_{3.\Gamma} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{3.X} + \frac{1}{\alpha_X}}, \quad (4.20)$$

где $r_{3.\Gamma}$ и $r_{3.X}$ – термические сопротивления загрязнений поверхностей стенки со стороны горячего и холодного теплоносителей соответственно, (м²·°C)/Вт; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·°C).

При использовании уравнения (4.20) с достаточной точностью рассчитывается значение K при теплопередаче через цилиндрическую стенку, если $\delta_{\text{ст}} < 0,15d_{\text{вн}}$, где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр цилиндрической стенки (трубы), м. При этом

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{d_{\text{н}} - d_{\text{вн}}}{2}, \quad (4.21)$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр стенки (трубы), м.

Поверхность теплопередачи при использовании в формуле (4.18) значения K для цилиндрической стенки, рассчитанного по упрощенной методике, определяется для среднего диаметра этой стенки:

$$F = \pi \cdot L \frac{d_{\text{н}} + d_{\text{вн}}}{2}, \quad (4.22)$$

где L – длина стенки (трубы), м.

Значения термических сопротивлений загрязнений поверхностей стенки в основном зависят от природы теплоносителя и его качества (чистоты). Тепловая проводимость – величина, обратная термическому

сопротивлению, т. е. $\frac{1}{r}$, Вт/(м²·°C). Если величину $\frac{1}{K}$ характеризовать как общее термическое сопротивление процессу теплопередачи R , (м²·°C)/Вт, а $\frac{1}{\alpha_\Gamma}$ и $\frac{1}{\alpha_x}$ – как термические сопротивления теплоотдаче в горячем и холодном теплоносителях r_Γ и r_x , (м²·°C)/Вт, соответственно, то термическое сопротивление определяется по следующей зависимости:

$$R = r_\Gamma + r_{3.\Gamma} + r_{ст} + r_{3.x} + r_x, \quad (4.23)$$

где $r_{ст} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}$ – термическое сопротивление теплопередающей стенки, (м²·°C)/Вт.

Для цилиндрической стенки (толстостенной трубы) уравнение взаимосвязи коэффициента теплопередачи K , Вт/(м²·°C), отнесенного к 1 м² наружной поверхности стенки, с коэффициентами теплоотдачи теплоносителей, находящимися с наружной и внутренней стороны стенки, α_n и $\alpha_{вн}$, Вт/(м²·°C), соответственно, имеет вид

$$K = \frac{1}{\frac{d_n}{\alpha_{вн} d_{вн}} + \frac{r_{3.вн} d_n}{d_{вн}} + \frac{d_n}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_n}{d_{вн}} + r_{3.n} + \frac{1}{\alpha_n}}, \quad (4.24)$$

где $r_{3.вн}$ и $r_{3.n}$ – термические сопротивления загрязнений на внутренней и наружной поверхностях стенки соответственно, (м²·°C)/Вт; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·°C).

В случае если вдоль всей поверхности теплопередачи температуры горячего и холодного теплоносителей t_Γ и t_x , °C, постоянны (например, горячий теплоноситель – насыщенный пар, конденсирующийся при постоянном давлении; холодный теплоноситель – жидкость, поступающая в теплообменник при температуре насыщения и кипящая в нем при постоянном давлении), то:

$$\Delta t_{cp} = t_\Gamma - t_x. \quad (4.25)$$

При прямотоке или противотоке теплоносителей, изменяющих свою температуру в процессе теплообмена и при этом не изменяющих фазового состояния, а также в случае, когда только один теплоноситель

вдоль поверхности теплообмена имеет постоянную температуру, при определении $\Delta t_{\text{м}}$ сначала рассчитывают разности температур теплоносителей на концах теплообменника $\Delta t'$ и $\Delta t''$, °C. В нашем случае $\Delta t'$ – разность температур теплоносителей на входе горячего теплоносителя; $\Delta t''$ – разность температур теплоносителей на выходе горячего теплоносителя. Для прямотока:

$$\Delta t' = t'_\Gamma - t'_x; \quad (4.26)$$

$$\Delta t'' = t''_\Gamma - t''_x, \quad (4.27)$$

а для противотока:

$$\Delta t' = t'_\Gamma - t''_x; \quad (4.28)$$

$$\Delta t'' = t''_\Gamma - t'_x, \quad (4.29)$$

где t'_Γ и t''_Γ – температуры горячего теплоносителя на входе и выходе его из теплообменника, °C; t'_x и t''_x – температуры холодного теплоносителя на входе и выходе его из теплообменника, °C.

В общем случае средняя разность температур:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}. \quad (4.30)$$

Если величина $\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \leq 2$, где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ – большая и меньшая разности температур из $\Delta t'$ и $\Delta t''$, то средняя разность температур рассчитывается по упрощенной формуле:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}. \quad (4.31)$$

При изменении температур обоих теплоносителей вдоль поверхности теплообмена и перекрестной или смешанной схеме их движения средняя разность температур рассчитывается по формуле:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{ср. лог}} \varepsilon_t, \quad (4.32)$$

где $\Delta t_{\text{ср. лог}}$ – средняя логарифмическая разность температур теплоносителей, °C; ε_t – поправочный коэффициент.

Значение $\Delta t_{\text{ср. лог}}$ вычисляют по формуле (4.30), приняв при тех же начальных и конечных температурах теплоносителей противоточную схему их движения. Величину ε_t определяют (рассчитывают) по специальным графическим и аналитическим зависимостям, учитывающим конкретную схему движения теплоносителей и их начальные и конечные температуры. Для теплообменников с четным числом ходов в трубном пространстве и одним ходом в межтрубном средняя разность температур:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{A}{\ln \frac{\Delta t' + \Delta t'' + A}{\Delta t' + \Delta t'' - A}}, \quad (4.33)$$

где A – коэффициент, °С.

В данном случае $\Delta t'$ и $\Delta t''$, вычисляют по формулам (4.28) и (4.29) при тех же конечных температурах теплоносителей, что и в расчетном теплообменнике.

При вычислении A используют следующие формулы:

$$A = \sqrt{(\delta t_{\text{г}}^2 + \delta t_{\text{х}}^2)}; \quad (4.34)$$

$$\delta t_{\text{г}} = t'_{\text{г}} - t''_{\text{г}}; \quad (4.35)$$

$$\delta t_{\text{х}} = t''_{\text{х}} - t'_{\text{х}}. \quad (4.36)$$

При теплопередаче расчетными температурами теплоносителей являются их средние температуры. Для теплоносителя, температура которого в процессе теплообмена изменяется в меньшей мере, средняя температура t , °С:

$$t = 0,5(t' + t''), \quad (4.37)$$

где t' и t'' – температуры этого теплоносителя на входе и выходе из теплообменника, °С.

Если теплоноситель, меняющий свою температуру меньше, является горячим, то средняя температура холодного теплоносителя $t_{\text{х}}$, °С,

$$t_{\text{х}} = t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{ср}}, \quad (4.38)$$

где $t_{\text{г}}$ – средняя температура горячего теплоносителя, вычисленная по формуле (7.37), °С.

Если холодный теплоноситель изменяет свою температуру меньше, чем горячий, то средняя температура горячего теплоносителя t_{Γ} , °С:

$$t_{\Gamma} = t_x + \Delta t_{\text{ср}}, \quad (4.39)$$

где t_x — средняя температура холодного теплоносителя, вычисленная по формуле (4.37), °С.

Определив поверхность нагрева, подбираем количество трубок. После того как мы конструктивно собрали теплообменник, проверяем скорости воздуха и дымовых газов в трубках и межтрубном пространстве. Если скорости совпадают с расчетными (определяемыми по расходу), то расчет закончен, если отличаются более чем на 15%, то расчет повторяется.

4.7. Подбор топки

Топка — устройство для сжигания органического топлива с целью получения высоконагретых дымовых газов; теплота газов либо преобразуется в котловых установках в электрическую или механическую энергию, либо используется для технологических и др. целей.

В общем случае топка представляет собой камеру, в которую подаётся топливо (твёрдое, жидкое, газообразное) и окислитель, обычно воздух. В топках котлоагрегатов продукты сгорания отдают свою теплоту теплоносителю (воде, пару), циркулирующему по трубам, которые размещаются на стенах камеры. В печных топках теплота дымовых газов используется в рабочем пространстве печи для тепловой обработки материалов (или изделий).

Предельная температура дымовых газов (теоретическая температура горения, жаропроизводительность топлива) T_a в топках определяется по формуле:

$$T_a = \frac{Q_{\Gamma}}{(1 + \alpha L_0) c_{\Gamma}} \quad (4.40)$$

где Q_{Γ} — теплота сгорания топлива; α — коэффициент избытка воздуха; L_0 — теоретически необходимый расход воздуха; c_{Γ} — средняя теплоёмкость топочных газов.

Практически температура в топке ниже T_a из-за потерь теплоты от химической неполноты сгорания топлива, на наружное излучение то-

почной камеры и т.д. Температура горения может быть повышена путём предварительного подогрева воздуха или топлива и т. д. Для более полного использования топлива топочный процесс ведётся с избытком воздуха, то есть количество воздуха, фактически подаваемого в топку, больше теоретически необходимого для горения. Для интенсификации горения применяется обогащение воздуха кислородом.

Основными характеристиками, определяющими эффективность и экономичность работы топки, являются форсировка, или тепловое напряжение сечения топки (в плане): $\frac{Q}{F}$, где Q — количество теплоты, выделенное при полном сгорании топлива, а F — площадь сечения (для слоевой топки F — поверхность горящего слоя топлива), а также тепловое напряжение топочного пространства: $\frac{Q}{V}$, где V — объём топочной камеры.

По организации топочного процесса топки котлоагрегатов подразделяют на три основные группы: слоевые, факельные и вихревые. Исторически первыми конструкциями котельных топок были топки для сжигания твёрдого топлива в слое — слоевые топки, которые длительное время являлись основными устройствами для сжигания больших количеств топлива и широко применялись для котлов с паропроизводительностью 20÷30 т/ч. Были разработаны топки для сжигания твёрдого топлива в пылевидном состоянии в факельном процессе, что позволило с высокой надёжностью и экономичностью использовать топливо пониженного качества, значительно повысить единичную производительность котлоагрегатов. Топливо перед подачей в факельную топку очищается, измельчается и высушивается в системе пылеприготовления. Факельные топки оказались весьма удобными для сжигания газообразного и жидкого топлива, причём газообразное топливо не требует предварительной подготовки, а жидкое должно быть распылено форсунками.

В отличие от газовых и мазутных топок, в пылеугольных топках во избежание шлакования конвективных поверхностей нагрева продукты сгорания должны иметь температуру меньшую, чем температура плавления шлака. Для этого стены топки сплошь покрывают топочными экранами. Для удаления из топки газообразных продуктов сгорания применяются дымовые трубы и дымососы. Движение дымовых газов обеспечивается вентиляторами (котлоагрегаты с наддувом); в этом случае топочная камера находится под давлением 0,03÷0,05

кгс/см². Значительно более высокие давления — 6÷25 кгс/см² применяются в топках высоконапорных парогенераторах парогазотурбинных установок.

Также получили распространение вихревые (или циклонные) топки, в которых частицы твёрдого топлива (размером до нескольких десятков мм) почти полностью сгорают в камере-предтопке где создаётся газо-воздушный вихрь. Вихревые топки используются в качестве предтопок камерных топок на тепловых электростанциях и как технологические печи, например, для обжига медных руд. В вихревых топках частицы топлива поддерживаются во взвешенном состоянии за счёт несущей силы мощного вихря, вследствие чего в ней не выпадают даже крупные частицы. В современных вихревых топках сжигаются куски твёрдого топлива размером 2÷100 мм, при скорости струи подаваемого воздуха 30÷150 м/с.

Существуют горизонтальные (рис. 4.10) и вертикальные циклонные предтопки, причём последние применяются значительно реже.



Рис. 4.10. Горизонтальный предтопок:

1 – ввод вторичного воздуха; 2 – выход продуктов сгорания в топку; 3 – выход жидкого шлака

Диаметр (D) горизонтальных циклонных предтопок — 1,2÷4 м, относительная длина их (L/D) не превышает 1,5÷1,6. Топки этого типа широко используются за рубежом (США, Германия, Чехия и др.), на территории бывшего СССР — значительно реже. Вихревые топки характеризуются высоким тепловым напряжением сечения топочной

камеры $42\div 63$ Гдж/(м²·ч) и степенью улавливания шлака до 90%. В камерных топках тепловое напряжение объема в $10\div 20$ раз меньше, а степень улавливания шлака не превышает 80%. Одна крупная вихревая топка позволяет обеспечить паропроизводительность котла лишь до $150\div 180$ т пара в ч, поэтому у котлов большой мощности устанавливают до 12—14 горизонтальных циклонных предтопок. Факельные и вихревые топки объединяются в общий класс камерных топок; область их применения — котлоагрегаты средней и высокой паропроизводительности (до 2000 т/ч и более).

4.8. Расчет котлов-утилизаторов

Котлы-утилизаторы предназначены для производства пара, горячей или перегретой воды, используют продукты сгорания топлива, поступающего из газовых турбин (производство электрической и тепловой энергии), промышленных печей, печей для сжигания отходов или другого термического оборудования. Различают паровые, водогрейные и термомасляные котлы-утилизаторы.

Крупные котлы-утилизаторы не имеют всех элементов котлоагрегата. Отходящие вторичные газы попадают сразу на поверхности нагрева (экономайзер, испаритель, пароперегреватель). Воздухоподогреватель и топка в котлах-утилизаторах отсутствуют, так как газы, используемые в котле, образуются в технологическом процессе основного производства. Температура газов, поступающих в энергетический котел-утилизатор, приблизительно составляет 350–700 °С.

Цель расчета – определить количество и температуру производимого пара. Для расчета необходимо иметь следующие данные: объем дымовых газов перед котлом $V_{д0}$, температуру дымовых газов на входе в котел $t_{д}^н$, состав дымовых газов перед входом в котел, подсос воздуха в газоходах котла (обычно принимают $V_{под} = 0,05V_{д0}$), температуру перегретого пара до пароперегревателя t' и после $t_{п.п}$, процент продувки котловой воды β .

При расчете отдельных участков котла принимают среднее количество дымовых газов по формуле

$$V_{д0}^{ср} = V_{д0} + V_{под} / 2. \quad (4.41)$$

Исходя из количества поступающих из печей дымовых газов, по таблице 12 приложения выбирают тип котла-утилизатора.

Расчет котла-утилизатора проводится следующим образом. Сначала производят расчет пароперегревателя. Для этого задаются температурой дымовых газов за пароперегревателем $t_{\text{д}}^{\text{к}}$ и находят температурный напор $\Delta t_{\text{ср}}$ по формуле (4.30) (температура дымовых газов перед котлом известна), затем определяют температуру газового потока:

$$t_{\text{д}}^{\text{ср}} = 0,5(t_{\text{п.п}} + t') + \Delta t_{\text{ср}}, \quad (4.42)$$

объемный расход газов через пароперегреватель

$$V_{\text{д}}^{\text{ср}} = V_{\text{д0}}^{\text{ср}} + (t_{\text{д0}}^{\text{ср}} + 273) / 273 \quad (4.43)$$

и их среднюю скорость

$$v_{\text{д}} = V_{\text{д}}^{\text{ср}} / f_{\text{д}}, \quad (4.44)$$

где $f_{\text{д}}$ – живое сечение дымовых газов (берется из табл. 2.3), м^2 .

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к шахматному пучку труб находят по номограмме (рис. 4.11). Например, средняя скорость газов, найденная по формуле (4.44) – 12 м/с, диаметр труб – 30 мм. На пересечении линий, соответствующих этим значениям на рис. 4.11, находят $\alpha_0 = 97 \text{ Вт/м}^2\text{К}$

Далее определяют среднюю температуру стенок труб

$$t_{\text{ст}}^{\text{ср}} = 0,5(t_{\text{п.п}} + t') + \varepsilon_1(Q_{\text{с}} / F), \quad (4.45)$$

где ε_1 – коэффициент загрязнения, принимаемый равным $0,005 \dots 0,01 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$; $Q_{\text{с}}$ – ориентировочное количество теплоты, отдаваемое дымовыми газами в данной секции, $Q_{\text{с}} = V_{\text{д}}(i_{\text{д}}^{\text{н}} - i_{\text{д}}^{\text{к}})$ (здесь $i_{\text{д}}^{\text{н}}$ и $i_{\text{д}}^{\text{к}}$ – энтальпии дымовых газов на входе и выходе из секции, кДж/м^3), кВт ; F – поверхность нагрева данной секции (берется из табл. 11 приложения), м^2 .

По таблице 13 приложения определяют энтальпию дымовых газов при $t_{\text{д}}^{\text{к}}$, затем определяют коэффициент теплоотдачи излучением:

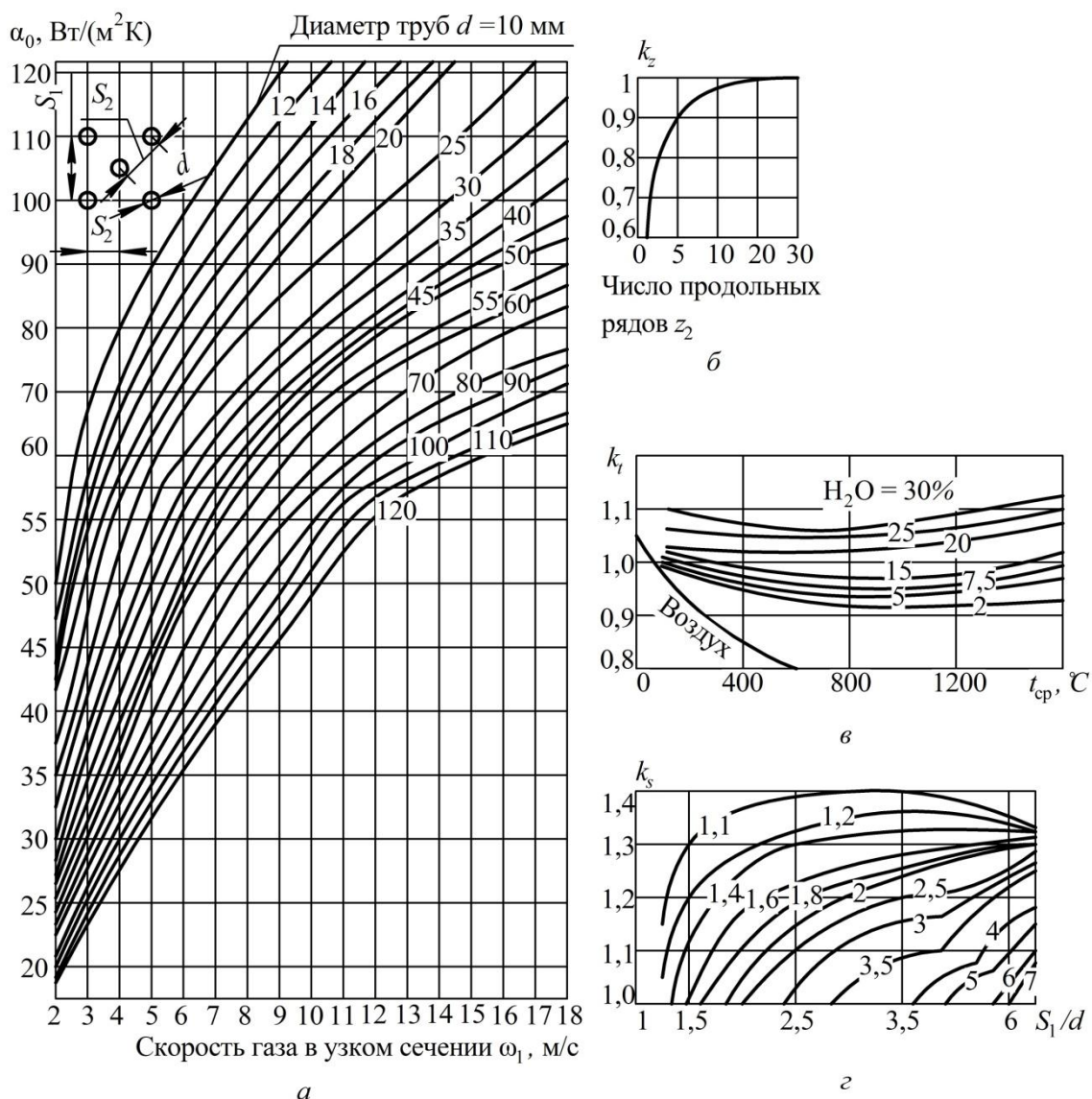


Рис. 4.11. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном обтекании пучка с шахматным расположением труб:

a – коэффициент теплоотдачи; $б$ – поправка на число рядов; $в$ – поправка на температуру; $з$ – поправка на относительный шаг

$$\alpha_{изл} = C_{0^{\epsilon_{ст.эф}}} \frac{\epsilon_r (T_r / 100)^4 - \epsilon_{ст} (T_{ст} / 100)^4}{T_r - T_{ст}}, \quad (4.46)$$

где $C_0 = 5,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела; $\epsilon_{ст.эф} = (1 + \epsilon_{ст}) / 2$ – эффективная степень черноты; T_r и $T_{ст}$ – тем-

пература газа и стенки, K ; ε_r и $\varepsilon_{ст}$ – степень черноты газа и стенки (значение $\varepsilon_{ст}$ берется по таблице 11 приложения).

Степень черноты дымовых газов

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{CO_2} + \beta\varepsilon + \beta\varepsilon_{H_2O} \quad (4.47)$$

где ε_{CO_2} – степень черноты углекислого газа, содержащегося в продуктах сгорания; ε_{H_2O} – степень черноты водяных паров; β – поправочный коэффициент.

Степени черноты CO_2 и H_2O являются функциями температуры T и произведения парциального давления P на эффективную длину луча $S_{эф}$, которая определяется по таблице:

Расстояние между поверхностями труб	$s_{эф}$
$s_1 = s_2 = d$	$2,8d$
$s_1 = s_2 = d$	$3,8d$
$s_1 + s_2 \leq 7d$	$(1,87 \frac{s_1 + s_2}{d} - 4,1 _)$
$s_1 + s_2 \geq 7d$	$(2,87 \frac{s_1 + s_2}{d} - 10,6 _)$

Примечание. s_1 и s_2 , а также диаметр трубы d определяют, исходя из типа котла-утилизатора. Данные приведены для шахматного расположения труб.

Значение ε_{CO_2} , ε_{H_2O} и поправочного коэффициента μ находят по номограммам на рис. 4.12–4.14.

Суммарный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_\Sigma = \alpha_0 + \alpha_{изл}, \quad (4.48)$$

средний коэффициент теплопередачи

$$K = \alpha_\Sigma / (1 + \varepsilon_1 \alpha_\Sigma). \quad (4.49)$$

Количество теплоты, воспринятое поверхностью пароперегревателя от 1 м³ дымовых газов:

$$Q_c = FK\Delta t_{cp} / V_{д0}. \quad (4.50)$$

Энтальпию дымовых газов на выходе из пароперегревателя определяют по формуле

$$i_d^K = i_d^H - Q_c / \varphi + i_{под}, \quad (4.51)$$

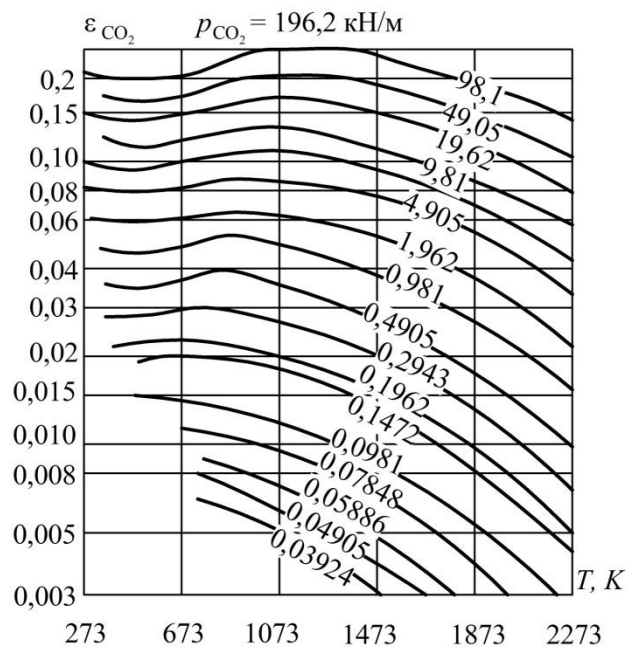


Рис. 4.12. Номограмма для определения степени черноты CO_2

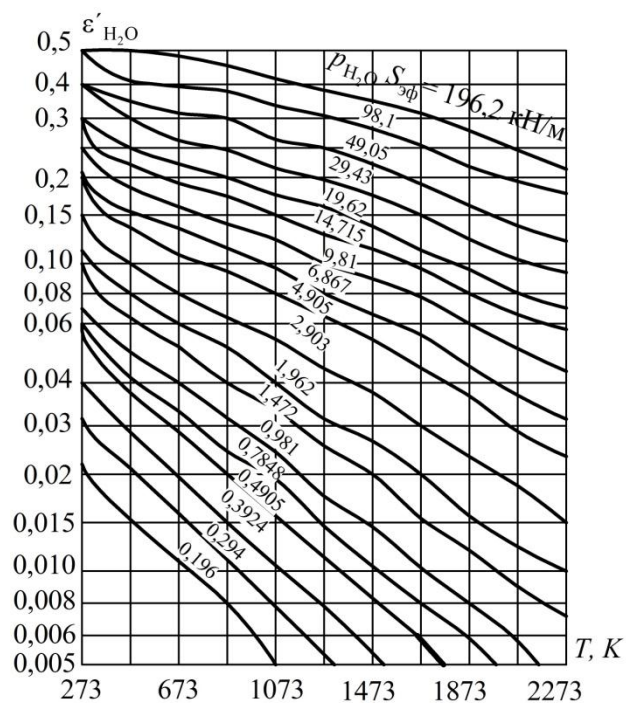


Рис. 4.13. Номограмма для определения степени черноты H_2O

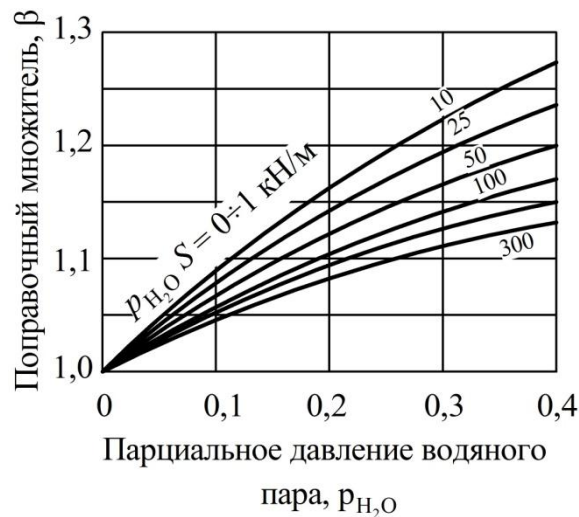


Рис. 4.14. Номограмма для определения поправочного коэффициента β

где $\varphi = 0,9 \dots 0,95$ – коэффициент сохранения теплоты; $i_{\text{под}}$ – энтальпия подсосанного воздуха.

Далее по формулам (4.30), (4.41)–(4.51) рассчитывают испарительные секции и экономайзер, задаваясь температурой газа в конце испарительных секций и за экономайзером.

Расчет паропроизводительности котла начинают с определения энтальпии дымовых газов при t_d^H (на входе) и t_d^K (на выходе) по таблице 12 приложения. Затем определяют количество теплоты, отданное дымовыми газами в котле:

$$Q = V_{d0}^{cp} (i_0 - i_{yx} + i_{\text{под}}), \quad (4.52)$$

где i_0 – энтальпия дымовых газов перед котлом, кДж/м^3 ; i_{yx} – энтальпия дымовых газов после котла, кДж/м^3 .

Количество теплоты, воспринятое в котле 1 кг воды,

$$\Delta i = i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}} + i_{\text{прод}}, \quad (4.53)$$

где $i_{\text{п.п}}$ – энтальпия перегретого пара; кДж/кг ; $i_{\text{п.в}}$ – энтальпия питательной воды при $t_{\text{п.в}} = 100^\circ\text{C}$, кДж/кг ; $i_{\text{прод}}$ – количество теплоты продувки, кДж/кг ,

$$i_{\text{прод}} = 0,01\beta(i'_H - i_{\text{п.в}}), \quad (4.54)$$

где β – коэффициент продувки; i'_H – энтальпия кипящей воды кДж/кг .

Энтальпии воды и пара находят по таблицам водяного пара.

Паропроизводительность котла (кг/ч):

$$\Pi = \frac{Q}{\Delta i}. \quad (4.55)$$

5. ТЕМАТИКА КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ

Тема 1. Проект барабанной сушилки для сушки глины.

Рассчитать габаритные размеры, расход топлива, расход воздуха, объем отходящих газов. Подобрать вентилятор для подачи воздуха в топку, дымосос для отвода газов в дымовую трубу, циклон для очистки выхлопных газов от пыли. Исходные данные – по табл. 5.1.

Таблица 5.1

Исходные данные к курсовому проекту

Исходные данные	Номер варианта						
	1	2	3	4	5	6	7
Производительность по влажной глине, т/ч	8	10	12	14	15	16	7
Начальная влажность, %	20	18	17	16	15	21	14
Конечная влажность, %	5	5,5	5,2	6	7	6,3	4,9
Температура дымовых газов на входе в сушилку, °С	600	620	650	640	600	610	590
Скорость газов при выходе из барабана, м/с	1,2	1,3	1,4	1,1	1,5	1,6	1,0
Применяемое топливо	Мазут 20	Мазут 40	Мазут 60	Мазут 80	Мазут 20	Пр. газ (состав №1)	Пр. газ (состав №2)
Концентрация пыли в газе на выходе из сушилки, г/м³	20	15	10	15	25	18	12
Фракционный состав пыли, %:							
до 10 мкм	5	4	6	5,5	4,5	5,3	4,2
10–20 мкм	15	20	25	18	16	23	21,3
20–40 мкм	40	45	45	50	35	43	46,4
40–80 мкм	40	31	24	26,5	44,5	27,8	28,1
Коэффициент улавливания пыли после сушилки, не менее, %	89	90	91	88	87	92	89

Примечание. Состав мазута и природного газа см. в приложении.

Тема 2. Проект пневматической сушилки для сушки песка.

Рассчитать габаритные размеры пневмотрубы, циклона, расход топлива, расход воздуха, объем отходящих газов. Подобрать вентилятор для подачи воздуха в топку, дымосос для отвода газов в дымовую трубу, циклон для дополнительной очистки газов от пыли. Исходные данные – по табл. 5.2.

Таблица 5.2

Исходные данные к курсовому проекту

Исходные данные	Номер варианта						
	1	2	3	4	5	6	7
Производительность по высушенному песку т/ч	5	6	7	8	9	4,5	8,5
Начальная влажность песка, %	7	6	5	6,5	5,5	7,6	5,2
Конечная влажность песка, %	1	1,2	1,1	0,9	1,3	1,5	1,4
Температура газов на входе в трубу °С	400	410	420	380	440	460	430
Диаметр наиболее крупных частиц песка, мм	5,0	4,0	4,5	5,5	5,2	4,8	5,3
Применяемое топливо	Природный газ (состав №1)				Мазут 80		
Концентрация пыли в газе после 1-го циклона, г/м³	45	50	48	55	60	49	54
Фракционный состав пыли, %:							
до 10 мкм	4	5	6	5,5	4,5	4	5
10–20 мкм	15	20	25	18	16	25	28
20–40 мкм	40	45	35	36	50	30	34
40–70 мкм	20	25	26	28	27	30	20
70–100 мкм	31	5	8	12,5	22,5	11	13
Коэффициент улавливания пыли вторым циклоном, %	90	91	89	90	90	92	91

Примечание. 1) в графической части: первый лист (формат А3) – технологическая схема установки; на половине второго листа (формат А2) – общий вид пневматической сушилки, а на второй половине (формат А2) – сборочный чертеж рассчитанного и подо-

бранного циклона; третий лист представляет собой детализовку циклона (в сумме – формат А1); 2) состав природного газа см. в приложении.

Тема 3. Проект распылительной сушилки для сушки кормового мела.

Рассчитать габаритные размеры, расход топлива, расход воздуха, объем отходящих газов. Подобрать дымосос для отвода газов в дымовую трубу, циклон для очистки выхлопных газов от пыли. Исходные данные – по табл. 5.3.

Таблица 5.3

Исходные данные к курсовому проекту

Исходные данные	Номер варианта						
	1	2	3	4	5	6	7
Производительность по суспензии, т/ч	8	8,5	9	9,5	10	12	7
Начальная влажность суспензии, %	48	49	50	52	54	62	55
Влажность порошка, %	3	5	3,5	4	4,5	5,5	4,5
Применяемое топливо	Природный газ (состав №2)		Мазут 60			Донецкий каменный уголь	
Концентрация пыли в газе на выходе из сушилки, г/м ³	20	21	23	26	27	32	25
Фракционный состав пыли, %:							
до 10 мкм	5	4	6	3	4	7	5
10–20 мкм	16	18	19	25	20	18	24
20–40 мкм	35	36	34	37	33	34	30
40–60 мкм	26	25	24	23	27	25	31
60–80 мкм	18	17	17	12	16	16	10
Коэффициент улавливания пыли после сушилки, не менее, %	90	92	92	90	91	89	90

Примечание. Состав топлива см. в приложении.

Тема 4. Проект вращающейся печи для обжига клинкера.

Составить материальный и тепловой балансы. Рассчитать необходимое количество топлива, определить основные габаритные размеры печи, подобрать по полученным данным одну из нормализованных печей. Исходные данные – по табл. 5.4.

Таблица 5.4

Исходные данные к курсовому проекту

Исходные данные	Номер варианта						
	1	2	3	4	5	6	7
Производительность печи по клинкеру, т/ч	25	35	50	75	125	100	60
Вид топлива, применяемого для обжига клинкера – каменный уголь	Донецкий	Кемеровский	Карагандинский	Воркутинский	Канский	Донецкий	Кемеровский

Примечание. Состав каменного угля см. в приложении.

Тема 5. Проект туннельной печи для обжига керамического кирпича.

Составить материальный и тепловой балансы печи. Рассчитать материальный и тепловой балансы. Рассчитать необходимое количество топлива, определить основные габаритные размеры печи, подобрать на основании расчетов одну из нормализованных печей. Исходные данные – по табл. 5.5.

Таблица 5.5

Исходные данные к курсовому проекту

Исходные данные	Номер варианта						
	1	2	3	4	5	6	7
Производительность кирпича в год, млн шт.	25	30	40	50	75	15	65
Продолжительность обжига, ч	24	32	24	32	24	24	32
Вид топлива, применяемого для обжига кирпича	Природный газ (состав № 3)		Кемеровский каменный уголь			Мазут 40	

Примечание. Составы топлива см. в приложении.

Тема 6. Проект установки для пропаривания газобетонных панелей.

Подобрать стандартизированный автоклав и рассчитать необходимое количество аппаратов по заданной производительности. Составить тепловой баланс аппарата. Сделать расчет теплоизоляции автоклава. Рассчитать и подобрать рекуперативный теплообменник. Исходные данные – по табл. 5.6.

Таблица 5.6

Исходные данные к курсовому проекту

Исходные данные	Номер варианта						
	1	2	3	4	5	6	7
Производительность в год, тыс. м ³	90	100	110	130	140	120	105
Плотность панелей, кг/м ³	720	650	690	700	780	740	760
Размеры панелей, м×м×м	6,0×2,6×0,5	6,2×2,5×0,5	6,1×2,6×0,7	6,1×2,6×0,6	6,0×2,4×0,6	6,0×2,5×0,65	6,2×2,4×0,55
Влажность бетона, %	10,5	9	9,5	10	11	10,5	9
Максимальное давление пара в автоклаве, МПа	1,2						

Примечание. Режим автоклавной обработки принять, ч: выгрузка-загрузка – 0,5; повышение температуры от 40 °С до 100 °С – 1,1; от 100 °С до 183 °С – 1,4; изотермический прогрев при 183 °С – 8,0; снижение давления – 4,0; охлаждение – 1,0; вакуумирование – 1,0; всего – 17,5.

Тема 7. Проект установки для тепловлажностной обработки железобетонных панелей в ямных пропарочных камерах для завода производительностью Q , тыс. м³ бетона в год.

Рассчитать и подобрать паровой котел. Исходные данные – по табл. 5.7.

Таблица 5.7

Исходные данные к курсовому проекту

Исходные данные	Номер варианта						
	1	2	3	4	5	6	7
Производительность в год, тыс. м ³	20	30	40	60	70	80	90
Плотность бетона, кг/м ³	2350	2400	2450	2500	2420	2470	2390
Объем панели, м ³	5,2	5,5	5,8	6,2	6,4	5,3	5,7
Влажность бетона, %	6,5	7	7,5	6,5	7	7,5	7
Водоцементное отношение, В/Ц	0,37	0,38	0,39	0,4	0,41	0,42	0,43
Масса арматуры, загружаемой в камеру, т	2,6	2,8	3,0	3,2	3,5	2,7	2,9

Примечание. Режим тепловлажностной обработки принять следующий: продолжительность подъема температуры – 2 ч, продолжительность изотермического прогрева – 5 ч, охлаждение – 2 ч. Температура пропаривания – 373 К; пар поступает из паропровода с давлением 0,2 МПа и влажностью 15%; давление отработанного пара 0,1 МПа.

Тема 8. Проект установки для тепловлажностной обработки железобетонных плит перекрытий в туннельных пропарочных камерах для завода производительностью Q , тыс. м³ бетона в год.

Рассчитать и подобрать паровой котел. Исходные данные – по табл. 5.8.

Таблица 5.8

Исходные данные к курсовому проекту

Исходные данные	Номер варианта						
	1	2	3	4	5	6	7
Производительность в год, тыс. м ³	60	65	70	75	80	85	95
Плотность бетона, кг/м ³	2150	2200	2250	2300	2050	2100	2230
Размеры плит перекрытий, м×м×м	6,0×3,6×0,15	6,2×3,5×0,2	6,1×3,4×0,17	6,1×3,3×0,23	6,0×3,4×0,26	6,2×3,5×0,15	6,2×3,4×0,2
Влажность бетона, %	6,5	7	7,5	6,5	7	7,5	7
Водоцементное отношение, В/Ц	0,3	0,35	0,3	0,35	0,4	0,35	0,3

Примечание. Режим тепловлажностной обработки принять следующий: подъем до температуры 358 К – 3 ч, изотермическая выдержка – 4 ч, охлаждение – 2 ч. Пар поступает из паропровода с давлением 0,3 МПа и влажностью 20%. Расход арматуры и размеры вагонеток принять по [11].

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Средние теплоемкости газов в зависимости от температура, c'_0 , кДж/нм³град

t, °C	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	CH ₄	Сухой воздух
0	1,5998	1,7334	1,4943	1,2946	1,3059	1,5500	1,2971
100	1,7003	1,8130	1,5052	1,2959	1,3176	1,6421	1,3005
200	1,7874	1,8883	1,5224	1,2996	1,3352	1,7590	1,3076
300	1,8628	1,9553	1,5425	1,3068	1,3562	1,8862	1,3177
400	1,9298	2,0181	1,5655	1,3164	1,3775	2,0156	1,3294
500	2,9888	2,0684	1,5898	1,3277	1,3980	2,1404	1,3428
600	2,0412	2,1144	1,6149	1,3402	1,4168	2,2610	1,3570
700	2,0885	2,1521	1,6413	1,3537	1,4345	2,3770	1,3712
800	2,1312	2,1814	1,6681	1,3670	1,4500	2,4942	1,3846
900	2,1693	2,2149	1,6957	1,3796	1,4646	2,6026	1,3976
1000	2,2036	2,2359	1,7230	1,3918	1,4776	2,6994	1,4098
1100	2,2350	2,2610	1,7502	1,4035	1,4893	2,7865	1,4219
1200	2,2639	2,2777	1,7770	1,4144	1,5006	2,8631	1,4328
1300	2,2899	-	1,8029	1,4253	1,5107	-	1,4437
1400	2,3137	-	1,8280	1,4349	1,503	-	1,4537
1500	2,3355	-	1,8527	1,4441	1,5295	-	1,4629
1600	2,3556	-	1,8762	1,4529	1,5379	-	1,4717
1800	2,3916	-	1,9214	1,4688	1,5542	-	1,4872
2000	2,4222	-	1,9629	1,4826	1,5693	-	1,5015
2200	2,4486	-	2,0010	1,4952	1,5831	-	1,5140
2400	2,4712	-	2,0366	1,5056	1,5965	-	15257

Таблица 2

Напряженность барабана по влаге при сушке различных материалов

Наименование материала	Плотность насыпная, кг/м ³	Влажность		Температура газов		Напряженность, кг/м ³ ч	Рекомендуемая насадка
		U_n , %	U_k , %	t_n , °C	t_k , °C		
Глина	1800	20–25	4–6	600–800	80–100	50–60	Лопастная
Глина	1800	20–25	0,5–1	750–850	100–110	40	Лопастная
Глина огнеупорная	–	8–10	0,5–1	800–1000	70–80	60	Лопастная
Известняк	2000	10–12	0,5–1	800–1000	100–120	40–65	Ячейковая или лопастная
Каолин	1500	20–30	0,5–2	800–1000	60–100	30–45	Лопастная
Песок	1500	5–10	0,1–0,3	800–1000	60–100	80–100	Ячейковая
Бурый уголь	-	30	10–15	400–500	60–150	60–100	Лопастная
Шлак гранулированный	-	20	0,3	500–600	80–100	25–50	Ячейковая

Таблица 3

Основные параметры сушильных барабанов

Обозначение	Наружный диаметр, длина и объём барабана			Частота вращения барабана, мин ⁻¹	Мощность электродвигателя, кВт
	D_b , м	l_b , м	V_b , м		
СБ 1-4	1	4	3,14	4,06; 5,06 8,12	3,8; 4,8; 6
СБ 1-6	1	6	4,71		
СБ 1,2-6	1,2	6	6,75		4,8; 5,7; 7,5
СБ 1,2-8	1,2	8	9		
СБ 1,2-10	1,2	10	11,3		
СБ 1,6-8	1,6	8	16	3,2; 4,3; 6,4	13,2; 16,4; 18,4
СБ 1,6-10	1,6	10	20		
СБ 1,6-12	1,6	12	24		
СБ 2-8	2	8	25,1		17,9; 19,9; 25
СБ 2-10	2	10	31,4		
СБ 2-12	2	12	37,65		
СБ 2,2-10	2,2	10	38		24; 26; 31,5
СБ 2,2-12	2,2	12	45,06		
СБ 2,2-14	2,2	14	53,2		
СБ 2,2-16	2,2	16	60		
СБ 2,5-20	2,5	20	38		24; 37,5; 55 32; 50; 72
СБ 2,8-20	2,8	20	123		

Таблица 4

Средняя теплоемкость материалов (интервал температур 0–100°С)

Материал	c , кДж/кг·град	Материал	c , кДж/кг·град
Бетон	1,13	Кирпич строительный	0,921
Гипс безводный	0,837	Магнезит	0,963
Глина сухая	0,921	Мел	0,879
Глинозем	0,766	Песок кварцевый	0,796
Гранит	0,837	Стекло	0,837
Доломит	0,93	Уголь	1,214
Известняк	0,921	Цемент	1,13
Керамика	0,837	Шамот	0,837
Кокс	0,85	Шлак	0,77
Мазут	1,95	Шлакобетон	0,879

Таблица 5

Средняя скорость отходящих газов в барабанной сушилке

Размер частиц, мм	Скорость газов W_r , (м/с) при насыпной плотности материалов кг/м ³				
	350	1000	1400	1800	2200
0,3-1	0,5–0,8	2–3	3–4,5	4–6	5–7
1-2	0,8–2	3–4	4,5–6	6–8	7–9
Более 2	2–3	4–5	6–8	8–10	8–12

Таблица 6

Состав и теплотворная способность мазутов

Марка мазута	Элементный состав, %						Q_n^p , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
	C^r	H^r	S^r	$N^r + O^r$	A^p	W^p	
Мазут 20	87,2	11,7	0,5	0,6	0,1	2,0	40 400
Мазут 40	87,4	11,2	0,5	0,9	0,2	3,0	39 440
Мазут 60	87,6	10,7	0,7	1,0	0,2	3,0	39 020
Мазут 80	87,6	10,5	0,9	1,0	0,3	4,0	38 690

Таблица 7

Состав и теплотворная способность природных газов

Условный тип газа	Состав сухого газа, % (по объему)							Q_n^p , $\frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}$
	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_2H_{10}	C_5H_{12}	CO_2	N_2	
Состав 1	93,2	4,4	0,8	0,6	0,3	0,1	0,8	35 800
Состав 2	85,9	3,1	1,0	0,4	0,1	0,1	9,4	33 370
Состав 3	94,0	1,2	0,7	0,4	0,2	0,1	3,3	35 720

Таблица 8

Состав и теплотворная способность каменных углей

Наименование	W^p , %	A^p , %	Состав горючей массы, % (по весу)					Q_n^p , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
			S^r	C^r	H^r	N^r	O^r	
Донецкий	13,0	19,6	5,9	75,0	5,5	1,5	12,0	20 265
Кемеровский	9,0	16,0	0,7	86,0	5,0	2,0	6,3	21 186
Карагандинский	7,5	27,0	1,2	85,0	5,1	1,4	7,3	22 421
Воркутинский	8,0	23,0	1,3	85,0	5,3	2,2	6,2	23 740
Канский	33,0	16,0	1,0	72,0	5,0	1,3	20,7	14 360

Таблица 9

Плотность газов при нормальных условиях

Название газа	Плотность, кг/м ³	Название газа	Плотность, кг/м ³
Водород	0,0898	Кислород	1,429
Окись углерода	1,25	Азот	1,251
Метан	0,717	Двуокись углерода	1,977
Этилен	1,261	Водяной пар	0,804
Этан	1,356	Сернистый газ	2,852
Пропан	2,02	Воздух	1,29
Бутан	2,84		

Таблица 10

Плотность некоторых материалов

Материал	Плотность, кг/м ³	Материал	Плотность, кг/м ³
Асбест	2100–2800	Мел	1800–2700
Бурый уголь	1100–1440	Мергель	2300–2500
Гипс кристаллический	2170–2310	Песок мокрый	1950–2050
Глина сухая	1250–1520	Шлак	2500–3000
Доломит	2100–2950	Известняк	2300–3000
Каменный уголь	1200–1500		

Таблица 11

Коэффициенты черноты некоторых материалов

Материал и характер поверхности	Температура, К	Коэффициент черноты
Асбестовый картон	313–643	0,93–0,95
Гипс	293	0,85
Уголь очищенный	873	0,8
Кирпич керамический	293	0,93
Кирпич диносовый	1373	0,8–0,85
Кирпич магнезитовый	1773	0,89
Алюминий окисленный	873	0,33
Железо окисленное гладкое	395–795	0,78–0,82
Сталь окисленная шероховатая	643	0,97
Чугун шероховатый	523	0,95

Таблица 12

Техническая характеристика котлов-утилизаторов

Показатели	Тип котла				
	КУ-50	КУ-60-2	КУ-80-3	КУ-100-1	КУ-125
1	2	3	4	5	6
Количество дымовых газов перед котлом, тыс. м ³ /ч	50	60	80	100	125
Расчетная температура газов, К:					
перед котлом	873	923	923	923	923
уходящих	483	483	483	483	483
Рабочее давление пара, кПа	1800	1800/4500	1800/4500	1800/4500	1800/4500
Температура пара, К	648	613/643*	613/643*	613/643*	613/643*
Расчетная производительность, т/ч	9,0	13,2	17,8	22,4	28,2
Поверхность нагрева, м ²					
общая	728	903	1201	1550	2029
пароперегревателя	62	70	87	110	144
испарительной поверхности	511	540	684	895	1150
водяного экономайзера	155	247	370	460	615
предвключенного пакета	—	46	60	85	110
Внутренний диаметр барабана, мм	1508	1508	1508	1508	1508
Живое сечение для пара (воды), м ² :					
пароперегревателя	0,0182	0,0318*	0,0404*	0,0425*	0,0552*
испарительных секций:		0,0159	0,0202	0,0212	0,0276
I	0,0385	0,0148	0,0192	0,0212	0,0276
II	0,0385	0,0318	0,0404	0,0425	0,0552
III	0,0385	0,0318	0,0404	0,0425	0,0552
IV	0,0385	—	0,0404	0,0425	0,0552
экономайзера	0,0385	0,0085	0,0127	0,0127	0,017
Живое сечение для дымовых газов f_d , м ² :					
пароперегревателя	4,1	5,06	6,34	8,04	10,3
испарительных секций:					
I	4,1	7,0	8,63	10,8	13,2
II	4,1	5,06	6,34	8,04	10,3

Продолжение таблицы 12

1	2	3	4	5	6
III	4,1	4,63	6,34	7,35	10,3
IV	4,1	—	5,77	7,35	10,3
экономайзера	4,1	4,55	6,36	7,67	9,4
Число рядов труб по ходу потока:					
пароперегревателя	8	8	8	8	8
испарительных сек-					
ций:					
I	16	12	12	12	12
II	16	22	20	22	20
III	16	20	22	22	22
IV	16	—	22	22	22
экономайзера	20	2×20	2×20	2×20	2×20
Шаг труб по ширине пучка s_1 , мм:					
испарительная секция	80	172	172	172	172
остальные	80	86	86	86	86
Шаг труб по глубине пучка s_2 , мм	65	70	70	70	70

Примечание: * числитель – для давления 1800 кПа, знаменатель – 4500 кПа.

Таблица 13

**Энтальпия 1 м³ воздуха и газов при различных температурах
и постоянном давлении 101,3 кПа**

Температура, К	CO ₂	N ₂	O ₂	H ₂ O	Воздух сухой	CO	H ₂	H ₂ S	CH ₄	C ₂ H ₄
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
373	172,00	130,13	131,93	150,18	130,51	130,21	128,96	154,08	165,39	210,61
473	361,67	260,60	267,38	303,47	261,94	262,10	259,59	314,86	353,38	465,59
573	564,24	392,41	407,48	461,36	395,42	395,67	390,65	482,34	567,75	758,68
673	777,44	526,89	551,85	623,69	532,08	632,58	52086	658,19	808,93	1088,62
773	1001,78	664,58	700,17	791,55	672,01	672,01	653,17	841,59	984,78	1446,61
873	1236,76	805,06	851,64	964,68	814,96	816,46	786,41	1032,51	1071,84	1828,88
973	1475,47	940,36	1005,24	1143,64	960,75	961,33	920,30	1230,98	1667,68	2233,35
1073	1718,95	1094,65	1162,32	1328,11	1109,05	1112,06	1055,12	1436,98	1996,36	2672,98
1173	1972,43	1243,55	1319,67	1517,87	1259,36	1262,38	1190,78	1646,75	2336,35	3105,08
1273	2226,75	1393,86	1480,11	1713,32	1411,86	1415,20	1327,28	1863,21	2696,43	3567,32
1373	2485,34	1546,14	1641,02	1913,67	1565,94	1570,54	1469,22	2081,77	3062,79	
1473	2446,44	1699,75	1802,76	2118,78	1721,36	1728,39	1612,83	2306,20	3446,74	
1573	3010,58	1857,74	1966,05	2328,01	1879,27	1883,31	1758,12	2531,04		
1673	3276,75	2012,36	2129,93	2540,25	2036,87	2045,76	1905,08	2760,91		
1773	3545,34	2170,55	2296,78	2758,39	2196,19	2200,26	2011,85	2995,80		
1873	3815,86	2328,65	2463,97	2979,13	2356,68	2364,82	2204,04			
1973	4087,10	2486,28	2632,09	3203,05	2517,60	2526,85	2356,02			
2073	4360,67	2646,74	2800,48	3429,90	2680,01	2690,56	2509,69			
2173	4634,76	2808,22	2971,30	3657,85	2841,43	2848,00	2657,07			
2237	4910,51	2970,25	3142,85	3889,72	3006,26	3014,64	2813,66			
2337	5186,81	3131,96	3314,85	4121,79	3169,77	3174,16	2971,93			
2437	5464,20	3295,84	3487,44	4358,83	3338,21	3343,73	3131,88			

Продолжение таблицы 11

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2537	5746,39	3457,20	3662,33	4485,34	3500,54	3505,36	3293,79			
2637	6023,25	3620,58	3887,64	4724,37	3665,80	3666,82	3456,79			
2773	6303,53	3786,09	4014,29	5076,74	3835,29	3840,58	3602,75			

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Проекты (работы) курсовые. Требования и порядок подготовки, представление к защите и защита: СТП 002-2007. Введ. 01.06.2007 г. – Минск: БГТУ, 2007. – 40 с.
2. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А. Г. Касаткин. – М.: Альянс, 2004. – 751 с.
3. Дытнерский, Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии: в 2 ч. / Ю. И. Дытнерский. – М.: Химия, 1995. – Ч. 1: Теоретические основы процессов и аппаратов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – 400 с.
4. Дытнерский, Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии: в 2 ч. / Ю. И. Дытнерский. – М.: Химия, 2002. – Ч. 2: Массообменные процессы и аппараты. – 368 с.
5. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – М.: Альянс, 2007. – 576 с.
6. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи) / П. Г. Романков [и др.]. – СПб.: Химия, 1993. – 496 с.
7. Тимонин, А. С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования. Справочник в 3 т. / А. С. Тимонин. – Калуга, изд-во Н. Бочкаревой, 2002. – Справочник. Т. 2. – 1028 с.
8. Тимонин, А. С. Инженерно-экологический справочник / А. С. Тимонин. – Калуга, изд-во Н. Бочкаревой, 2003. – 917 с.
9. Левченко, П. В. Расчеты печей и сушил силикатной промышленности / П.В. Левченко. – М.: Альянс, 2007. – 356 с.
10. Мазуров, Д. Я. Теплотехническое оборудование заводов вяжущих материалов / Д.Я. Мазуров. – М.: Стройиздат, 1975. – 283 с.
11. Павлов, В. Ф. Основы проектирования тепловых установок / В. Ф. Павлов, С. Н. Павлов. – М.: Высшая школа, 1987. – 143 с.
12. Мечай, А. А. Теплотехнические расчеты в технологии вяжущих веществ / А. А. Мечай, С. В. Плышевский. – Минск: БГТУ, 2007. – 178 с.

13. Левицкий, И. А. Расчет тепловых процессов, установок и агрегатов керамического производства / И. А. Левицкий. – Минск: БГТУ, 2003. – 178 с.
14. Коузов, П. А. Очистка от пыли газов и воздуха в химической промышленности / П. А. Коузов, А. Д. Мальгин, Г. М. Скрыбин. – М.: Химия, 1982. – 255 с.
15. Ужов, В. Н. Очистка промышленных газов от пыли / В. Н. Ужов [и др.]. – М.: Химия, 1981. – 392 с.
16. Левданский, Э. И. Расчет промышленных установок для сушки сыпучих и кусковых материалов / Э. И. Левданский. – Минск.: БГТУ, 1992. – 83 с.
17. Соломахова, Т. С. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики. Справочник / Т. С. Соломахова, К. В. Чебышева. – М.: Машиностроение, 1980. – 176 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Структура курсового проекта.....	4
2. Расчет горения топлива.....	5
2.1. Выбор топлива и определение теплоты его сгорания.....	5
2.2. Расчет расхода воздуха на горение, объема продуктов горения и их влагосодержания.....	8
2.3. Расчет температуры горения.....	11
3. Рекомендации к расчету конвективных сушилок.....	12
3.1. Расчет барабанной сушилки.....	14
3.2. Расчет пневматических сушилок.....	17
3.3. Рекомендации к расчету распылительных сушилок.....	20
4. Расчет и подбор вспомогательного оборудования.....	22
4.1. Расчет циклона.....	22
4.2. Расчет и выбор электрофильтров.....	31
4.3. Расчет и выбор рукавных фильтров.....	35
4.4. Выбор тягодутьевых машин.....	37
4.5. Расчет рекуперативного теплообменника.....	39
4.6. Подбор топки.....	45
4.7. Расчет котлов-утилизаторов.....	48
5. Тематика курсовых проектов.....	55
Приложение.....	62
Рекомендуемая литература.....	70

ПРОЦЕССЫ И АГРЕГАТЫ ПРОИЗВОДСТВА СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Составители: **Францкевич** Виталий Станиславович

Редактор **Е. К. Лабоха**

Издатель:

УО «Белорусский государственный технологический университет».

ЛИ №02330/0549429 от 08.04.2009.

Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск